

2011

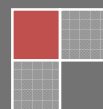
# Metodologia di validazione dell'affidabilità e della sicurezza dei sistemi e prodotti industriali

Tesi di Dottorato in Ingegneria dei  
Materiali

Ing. Ana Pavlovic

Alma Mater Studiorum Università di Bologna

15/03/2011



## SOMMARIO

---

<b>SOMMARIO .....</b>	<b>- 2 -</b>
<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>- 8 -</b>
PREMESSA .....	- 8 -
METODOLOGIA INTEGRATA DI RICERCA DI AFFIDABILITÀ .....	- 8 -
VALIDAZIONE DEL METODO .....	- 9 -
<b>SVILUPPO DELLA METODOLOGIA AVANZATA .....</b>	<b>- 10 -</b>
AFFIDABILITÀ E SICUREZZA NELLA MODERNA VISIONE DI INDUSTRIA .....	- 10 -
METODOLOGIA INTEGRATA DI RICERCA DI AFFIDABILITÀ .....	- 10 -
APPLICAZIONE DELLA METODOLOGIA.....	- 11 -
CREAZIONE DI UN DATABASE DI VALORI AFFIDABILISTICI.....	- 13 -
DAL COMPONENTE AL SISTEMA .....	- 14 -
ULTERIORI CONSIDERAZIONI .....	- 17 -
VALIDAZIONE DELLA METODOLOGIA .....	- 18 -
<b>COLLETTORE ARIA DIESEL (CAD) .....</b>	<b>- 19 -</b>
DESCRIZIONE DEL SISTEMA CONTROLLO MOTORE .....	- 19 -
<i>Common-Rail</i> .....	- 19 -
<i>Collettore Aria Diesel</i> .....	- 19 -
CONDOTTI E FARFALLE .....	- 21 -
ATTUATORE PER IL CONTROLLO DELLA TURBULENZA .....	- 22 -
APPLICAZIONE DELLA METODOLOGIA INTEGRATA .....	- 22 -
<i>Informazioni dell'ufficio tecnico</i> .....	- 23 -
<i>ALBERO E Matrice funzionale</i> .....	- 24 -
<i>Semplificando un sistema complesso</i> .....	- 25 -
<i>Filtri di correzione</i> .....	- 26 -
<i>Affidabilità dei componenti</i> .....	- 28 -
CALCOLI di affidabilità .....	- 28 -
<i>Matrice di affidabilità</i> .....	- 28 -



<i>Lista di criticità .....</i>	<i>- 29 -</i>
<i>Data base di affidabilità .....</i>	<i>- 31 -</i>
<b>CONDOTTO ESTERNO (DEL COLLETTORE).....</b>	<b>- 35 -</b>
IDEAZIONE DELLA PROVA .....	- 35 -
DESCRIZIONE DEL COLLETTORE ARIA BENZINA - CAB.....	- 35 -
<i>Materiali.....</i>	<i>- 36 -</i>
IMPATTO CONTRO COLLETTORE (CAB 230) .....	- 37 -
ATTREZZATURA UTILIZZATA .....	- 40 -
PROVE SPERIMENTALI .....	- 41 -
RISULTATI OTTENUTI DALLE PROVE SPERIMENTALI .....	- 42 -
SIMULAZIONI NUMERICHE D'IMPATTO .....	- 44 -
ANALISI DEI RISULTATI.....	- 47 -
<i>METODOLOGIA DELL'ANALISI .....</i>	<i>- 47 -</i>
<i>RISULTATI DELLA ANALISI.....</i>	<i>- 49 -</i>
<i>COMPARAZIONE DEI RISULTATI - DiscussionE.....</i>	<i>- 51 -</i>
CONCLUSIONI DELLA SPERIMENTAZIONE .....	- 55 -
<b>ALBERO CON FARFALLE (DEL COLLETTORE).....</b>	<b>- 56 -</b>
IDEAZIONE DELLA PROVA .....	- 56 -
PROGETTAZIONE DI ATTREZZATURA E PROVE SPERIMENTALI .....	- 57 -
SIMULAZIONI NUMERICHE.....	- 59 -
<i>SIMULAZIONI STATICA STRUTTURALE.....</i>	<i>- 59 -</i>
<b>CORPO FARFALLATO.....</b>	<b>- 71 -</b>
DESCRIZIONE DEL CORPO FARFALLATO .....	- 71 -
<i>Parti meccaniche .....</i>	<i>- 72 -</i>
ALBERO DELLE FUNZIONI.....	- 74 -
MATRICE FUNZIONALE .....	- 75 -
AFFIDABILITÀ TEORICA DELLE SINGOLE PARTI.....	- 76 -
LISTA DEI COMPONENTI CRITICI .....	- 77 -

<b>MOLLA A DOPPIO EFFETTO (CORPO FARFALLATO)</b>	<b>- 79 -</b>
<i>molla di ritorno:</i>	- 80 -
FUNZIONAMENTO DELLA MOLLA	- 80 -
CALCOLI DI DIMENSIONAMENTO TEORICO	- 81 -
<i>Verifica a fatica molla ritorno</i>	- 82 -
OSSERVAZIONE DELLE ROTTURE	- 84 -
PROGETTAZIONE DELLA MACCHINA DI PROVA A FATICA	- 85 -
<i>Descrizione delle parti</i>	- 86 -
<i>Assemblaggio dei componenti</i>	- 89 -
<i>Controllo del processo di realizzazione</i>	- 90 -
<i>Fase di assemblaggio</i>	- 90 -
<i>Prove di validazione</i>	- 91 -
<i>Valutazioni sperimentali di affidabilità</i>	- 91 -
DESCRIZIONE PROVA	- 92 -
ANALISI STATISTICA DEI RISULTATI	- 93 -
<i>Distribuzione di Weibull</i>	- 94 -
<i>Statistica dei Controlli istante per istante</i>	- 94 -
<i>Statistica nei Controlli periodici</i>	- 95 -
SIMULAZIONI NUMERICHE	- 96 -
<i>Piano di simulazioni</i>	- 96 -
<i>Static structural 1</i>	- 97 -
<i>Static structural 2</i>	- 98 -
<i>Static structural (FIX+REMOTE DISPLACEMENT)</i>	- 99 -
<i>Static structural 2 (FIX+PRESSURE)</i>	- 99 -
<i>Static structural 3 (FIX+DISPLACEMENT)</i>	- 100 -
<i>Considerazioni sulle simulazioni</i>	- 100 -
<i>Materiale</i>	- 101 -
<i>Il contatto</i>	- 102 -

<b>INGRANAGGI (CORPO FARFALLATO).....</b>	<b>- 103 -</b>
SISTEMA DI INGRANAGGI .....	- 103 -
VERSO LA SPERIMENTAZIONE.....	- 104 -
PROGETTAZIONE CONCETTUALE MACCHINA DI PROVA.....	- 105 -
<i>Utilizzo dell'attrezzatura di prova .....</i>	<i>- 107 -</i>
<i>Identificazione della probabilità di rottura.....</i>	<i>- 108 -</i>
<b>MOTORE ELETTRICO .....</b>	<b>- 110 -</b>
ALBERO FUNZIONALE .....	- 112 -
MATRICE LOGICA .....	- 114 -
FMEA .....	- 118 -
<b>TELAIO .....</b>	<b>- 122 -</b>
UN TELAIO DI ALLUMINIO IN UNA MACCHINA ELETTRICA.....	- 122 -
NORME DI SICUREZZA EUROPEE.....	- 124 -
CONDIZIONI DI STUDIO .....	- 126 -
COSTRUZIONE DEL MODELLO FEM .....	- 127 -
<i>Correzione delle geometrie .....</i>	<i>- 127 -</i>
<i>Modellazione con elementi shell e brick.....</i>	<i>- 135 -</i>
CARATTERISTICHE MECCANICHE DEI MATERIALI .....	- 138 -
<i>Alluminio AL6060 .....</i>	<i>- 138 -</i>
<i>Vetroresina .....</i>	<i>- 138 -</i>
<i>Calcestruzzo.....</i>	<i>- 138 -</i>
<i>Incollaggi e saldature .....</i>	<i>- 139 -</i>
MODELLI APPLICATI NELLE SIMULAZIONI .....	- 139 -
<i>Modello rigido .....</i>	<i>- 139 -</i>
<i>Modello elasto-plastico incoerente.....</i>	<i>- 139 -</i>
<i>Passo temporale e contatti .....</i>	<i>- 140 -</i>
ANALISI IMPLICITA (ANSYS WORKBENCH) .....	- 142 -
TELAIO ANTERIORE.....	- 142 -

TELAIO POSTERIORE .....	- 143 -
ABITACOLO .....	- 144 -
Analisi dinamica d’impatto .....	- 145 -
ANALISI ESPlicita (LS DYNA) .....	- 148 -
Prime simulazioni d’impatto .....	- 148 -
Analisi di crash test frontale disassato .....	- 151 -
Analisi di crash test frontale pieno .....	- 154 -
RIEPILOGO RISULTATI .....	- 157 -
<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>- 158 -</b>
<b>APPENDICE I. APPROCCIO “STANDARD” ALLA QUALITÀ .....</b>	<b>- 160 -</b>
INTRODUZIONE ALLA QUALITÀ .....	- 160 -
INTRODUZIONE ALLA QUALITÀ TOTALE .....	- 161 -
GLI STRUMENTI DI RICERCA DELLA QUALITÀ .....	- 162 -
VALUTAZIONE DEL RISCHIO DURANTE L’ATTIVITÀ DI PROGETTAZIONE .....	- 163 -
Analisi preliminare del pericolo .....	- 163 -
ANALISI DELLE CRITICITÀ (FMEA) .....	- 164 -
Percorso di analisi FMEA .....	- 165 -
Team di analisi FMEA .....	- 166 -
Le fasi della FMEA .....	- 167 -
L’utilizzo dei parametri .....	- 168 -
Il calcolo del rischio .....	- 170 -
Le tabelle conclusive .....	- 172 -
GLI ALBERI DI GUASTO (FTA) .....	- 173 -
L’utilizzo della FTA .....	- 173 -
Le fasi della FTA .....	- 174 -
Ulteriori considerazioni .....	- 176 -
<b>APPENDICE II. UTILIZZO DEL CODICE LS-DYNA .....</b>	<b>- 178 -</b>
Introduzione .....	- 178 -

<i>LS-DYNA Program Manager</i> .....	- 181 -
<i>Integrazione del tempo nel software LS-DYNA</i> .....	- 184 -
<i>I primi passi con software di analisi LS-Dyna</i> .....	- 185 -
<i>La compatibilità di software ANSYS e LS-Dyna</i> .....	- 187 -
<b>APPENDICE III. PUBBLICAZIONI E BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>- 189 -</b>

---

## INTRODUZIONE

---

---

### PREMESSA

---

Il rapido progresso della tecnologia, lo sviluppo di prodotti altamente sofisticati, la forte competizione globale e l'aumento delle aspettative dei clienti hanno messo nuove pressioni sui produttori per garantire la commercializzazione di beni caratterizzati da una qualità sempre crescente. Sono gli stessi clienti che da anni si aspettano di trovare sul mercato prodotti contraddistinti da un livello estremo di affidabilità e sicurezza. Tutti siamo consapevoli della necessità per un prodotto di essere *quanto più* sicuro ed affidabile possibile; ma, nonostante siano passati oramai 30 anni di studi e ricerche, quando cerchiamo di quantificare ingegneristicamente queste caratteristiche riconducibili genericamente al termine *qualità*, oppure quando vogliamo provare a calcolare i benefici concreti che l'attenzione a questi fattori quali affidabilità e sicurezza producono su un business, allora le discordanze restano forti. E le discordanze restano evidenti anche quando si tratta di definire quali siano gli "strumenti più idonei" da utilizzare per migliorare l'affidabilità e la sicurezza di un prodotto o processo. Sebbene lo stato dell'arte internazionale proponga un numero significativo di metodologie per il miglioramento della qualità, tutte in continuo perfezionamento, tuttavia molti di questi strumenti della "*Total Quality*" non sono concretamente applicabili nella maggior parte delle realtà industriali da noi incontrate. La non applicabilità di queste tecniche non riguarda solo la dimensione più limitata delle aziende italiane rispetto a quelle americane e giapponesi dove sono nati e stati sviluppati questi strumenti, oppure alla poca possibilità di effettuare investimenti massicci in R&D, ma è collegata anche alla difficoltà che una azienda italiana avrebbe di sfruttare opportunamente i risultati sui propri territori e propri mercati.

Questo lavoro si propone di sviluppare una metodologia semplice e organica per stimare i livelli di affidabilità e di sicurezza raggiunti dai sistemi produttivi e dai prodotti industriali. Si pone inoltre di andare al di là del semplice sviluppo di una metodologia teorica, per quanto rigorosa e completa, ma di applicare in forma integrata alcuni dei suoi strumenti a casi concreti di elevata valenza industriale. Questa metodologia come anche, più in generale, tutti gli strumenti di miglioramento di affidabilità qui presentati, interessano potenzialmente una vasta gamma di campi produttivi, ma si prestano con particolare efficacia in quei settori dove coesistono elevate produzioni e fortissime esigenze qualitative dei prodotti. Di conseguenza, per la validazione ed applicazione ci si è rivolti al settore dell'automotive, che da sempre risulta particolarmente sensibile ai problemi di miglioramento di affidabilità e sicurezza. Questa scelta ha portato a conclusioni la cui validità va al di là di valori puramente tecnici, per toccare aspetti non secondari di "spendibilità" sul mercato dei risultati ed ha investito aziende di primissimo piano sul panorama industriale italiano.

---

### METODOLOGIA INTEGRATA DI RICERCA DI AFFIDABILITÀ

---

L'obiettivo del lavoro è quello di sviluppare e proporre una metodologia per la valutazione dell'affidabilità di sistemi e prodotti industriali che consiste nella definizione di criteri operativi, articolati in diverse fasi, che possano essere così implementati nel processo di sviluppo di nuovi prodotti. Dalla pianificazione iniziale del disegno (progettazione) sino alla verifica del prodotto finito (validazione), si proporranno criteri per la definizione, l'analisi e il controllo dei livelli di affidabilità raggiunti di prodotti singoli o assemblati nel rispetto dei target d'affidabilità prefissati.

Questa metodologia basa le proprie previsioni di affidabilità sulla opportuna combinazione di informazioni provenienti dalla letteratura specialistica (manuali, database affidabilistici, articoli, libri dedicati, ecc.), dalle fasi di progettazione delle soluzioni (studi specifici di modellazione delle criticità, simulazioni numeriche, ecc.), dalle sperimentazioni in laboratorio (prove di validazione effettuate in azienda o presso fornitori, ecc.) e dalla gestione ottimizzata dei servizi post-vendita (interventi di riparazione dentro e fuori periodo di garanzia, ecc.). Una stima di affidabilità valida ed accurata richiede il possesso di conoscenze relative alle specificità dei particolari componenti sotto esame, ai disegni costruttivi, ai processi manifatturieri adottati, alle condizioni di impiego previste e a tanto altro ancora. Tecniche empiriche di previsione basate sulle esperienze fatte nel passato, sui livelli di affidabilità raggiunti da prodotti analoghi possono integrarsi per rendere più accurate le previsioni, ma non sostituirsi completamente ad esse. Codici di simulazione per sviscerare le diverse criticità progettuali, metodi standard e condivise di analisi di sicurezza, regole di catalogazione per riorganizzare le numerose informazioni sono ulteriori strumenti che devono essere integrate per garantire un approccio completo alla risoluzione del problema tecnico.

---

### VALIDAZIONE DEL METODO

---

La seconda parte dell'attività è quella di applicare la metodologia integrata al miglioramento di affidabilità e sicurezza di una vasta casistica di sistemi e componenti utilizzati nel settore automobilistico in modo da disporre di una base di esperienze per la validazione del metodo.

In particolare, attraverso calcoli teorici, simulazioni FEM e prove sperimentali sono studiate le seguenti famiglie di componenti/sistemi:

- Collettore Aria Diesel (CAD)
- Collettore Aria Benzina (CAB)
- Corpo farfallato
- Motore Elettrico (*E.Motor*)
- Telaio portante

realizzate da Magneti Marelli per grandi case automobilistiche quali Peugeot, Citroen, Volkswagen, Audi, FIAT, ma anche realizzate da piccoli gruppi industriali italiani quali Tazzari.

Per alcuni di questi sistemi sono emerse criticità a livello di sotto componenti e parti che sono state investigate in forma più dettagliata. In particolare, con calcoli teorici, simulazioni ed esperimenti, sono state studiate le problematiche di:

- Resistenza ad impatto dei condotti esterni [collettore]
- Resistenza torsionale e resistenza a pressione delle farfalle [collettore]
- Resistenza a usura dei ingranaggi [collettore]
- Resistenza a fatica di molla torsionale a duplice effetto [corpo farfallato]
- Resistenza strutturale delle saldature del telaio [telaio portante]

## SVILUPPO DELLA METODOLOGIA AVANZATA

---

### AFFIDABILITÀ E SICUREZZA NELLA MODERNA VISIONE DI INDUSTRIA

---

In un contesto di competitività sempre più esasperata, in cui la sfida tra le aziende si gioca sul filo labile della soddisfazione del cliente, le problematiche relative alla affidabilità e sicurezza acquistano un rilievo sempre più centrale. Il controllo ed il miglioramento dei prodotti e dei processi diventano concetti fondamentali per qualsiasi moderna strategia aziendale che ha l'obiettivo di investire in crescita economica e sviluppo industriale. Ma, data l'ampiezza del problema del miglioramento di qualità e delle tante possibilità di intervento, ogni azione tecnica ed organizzativa dovrà essere accuratamente pianificata per evitare di dissipare le risorse a disposizione. Si dovrà provare a verificare, in particolare, come ad ogni intervento in questa direzione, sia legata una crescita a breve di competitività aziendale, di posizione, di fatturato e riduzione dei costi di produzione. Diventa quindi importante trasformare un generico desiderio di maggiore affidabilità, in azioni chiare, dirette, efficaci e, possibilmente, a basso costo. Ma la moderna interpretazione del concetto di affidabilità enfatizza la voce "cliente", che è posto al centro dell'intero progetto industriale, tramite la definizione di obiettivi di soddisfazione che devono essere tradotti in caratteristiche tecniche del prodotto, ovvero in obiettivi tecnici di progetto. Di conseguenza l'impegno di ricerca di affidabilità e sicurezza deve assumere un ruolo centrale già dalla fase iniziale di progettazione di un bene, attraverso i vari step di produzione fino alla consegna al cliente e alle successive fasi di assistenza in post-vendita. Ma raggiungere obiettivi di qualità, in una situazione di competitività esasperata come quella degli ultimi anni, richiede un profondo cambiamento interno che comporta il ripensamento completo del modo di progettare, produrre e di fare industria verso una ottica di intervento integrato.

### METODOLOGIA INTEGRATA DI RICERCA DI AFFIDABILITÀ

---

L'obiettivo del lavoro è quello di presentare una metodologia per la valutazione dell'affidabilità di sistemi e prodotti industriali che consiste nella definizione di criteri operativi, articolati in diverse fasi, che possano essere implementati nel processo di sviluppo di nuovi prodotti. Dalla pianificazione iniziale del disegno (progettazione) sino alla verifica del prodotto finito (validazione), si proporranno criteri per la definizione, l'analisi e il controllo dei livelli di affidabilità raggiunti di prodotti singoli o assemblati nel rispetto dei target d'affidabilità prefissati.

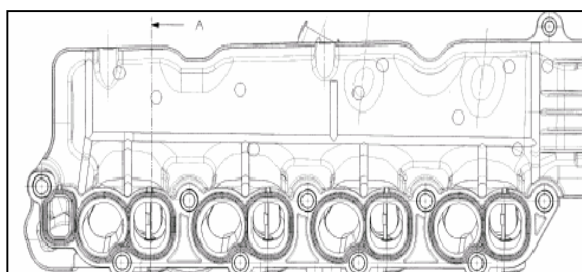
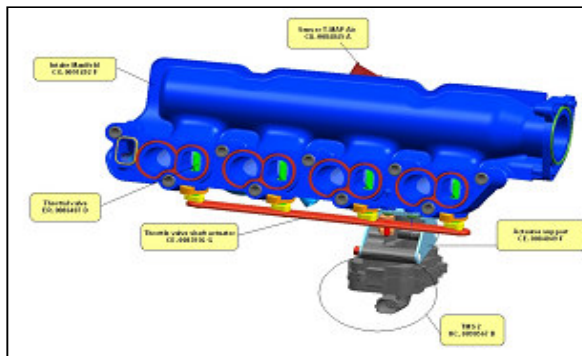
Questa metodologia basa le proprie previsioni di affidabilità sulla opportuna combinazione di informazioni provenienti dalla letteratura specialistica (manuali, database affidabilistici, articoli, libri dedicati, ecc.), dalle fasi di progettazione delle soluzioni (studi specifici di modellazione delle criticità, simulazioni numeriche, ecc.), dalle sperimentazioni in laboratorio (prove di validazione effettuate in azienda o presso fornitori, ecc.) e dai servizi post-vendita (interventi di riparazione dentro e fuori periodo di garanzia, ecc.). Una stima di affidabilità accurata richiede conoscenze relative alle specificità dei particolari componenti sotto esame, ai disegni costruttivi, ai processi manifatturieri adottati, alle condizioni di impiego previste e a tanto altro ancora. Tecniche empiriche di previsione basate sulle esperienze fatte nel passato, sui livelli di affidabilità raggiunti da prodotti analoghi possono integrarsi per rendere più accurate le previsioni, ma non sostituirsi completamente ad esse.



## APPLICAZIONE DELLA METODOLOGIA


Il campo di applicazione della metodologia è quello dell'industria dell'automobilistica dove da oltre 30 anni si è assistita alla nascita, allo sviluppo e al consolidamento di numerose tecniche per la previsione ed il miglioramento di affidabilità. Anche se spesso questi strumenti non sono molto integrati, il loro impiego è un obbligo a cui nessun costruttore di componenti *automotive* può sottrarsi. Da un punto di vista operativo la metodologia può essere realizzata nei seguenti passi:

1. Raccolta dati dall'ufficio tecnico
2. Creazione della *matrice di funzionale*
3. Calcolo dell'affidabilità dei componenti
4. Filtro di confidenza
5. Creazione della *matrice dell'affidabilità*
6. Lista completa di problemi critici



Lo studio prende avvio quando l'ufficio progettazione conclude la sua attività di prima progettazione delle soluzioni funzionali per passare alla verifica di affidabilità. In questo momento il progettista avrà a sua disposizione:

- disegni 2D e 3D, schemi costruttivi e tutta la restante documentazione tecnica del prodotto
- distinta base di parti e componenti elementari
- uno studio FMEA/FMECA completo del prodotto

		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO	
COMPONENTE FRASC		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO	
NUMERO DI MATRICOLA MM (con espansione minima)		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO	
NUMERO DI DOCUMENTO PROTETTO DEL PRATICO DOCUMENTO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO	
S. C. C. P. R. (P.R.) Vedi tabella allegata alla Procedura MM 0000193-A-2		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO		FASCICOLO	
N.	POSIZIONE LUBRIFICAZIONE	RIF. FUN.	ANIMALI PARTICOLARI	S.	CASA MATERIA	COMPONENTE		RIF. COMPON.	DESCRIZIONE DELLE CARATTERISTICHE E PRESSIONI A RENDIMENTO A REND		

sotto-funzione è divisa in diverse funzioni elementari. L'albero funzionale rappresenta il collegamento tra tutte le funzioni principali, secondarie ed elementari. Se non risulta già disponibile, l'albero funzionale può essere costruito definendo, elencando e riconoscendo ciascuna funzione e il relativo collegamento funzionale con le altre funzioni del sistema

- la *matrice funzionale*, una matrice di collegamento tra le funzioni garantite dal sistema (riportate in ascissa) e le parti e/o componenti che lo costituiscono (in ordinata). L'elenco complessivo di tutti i componenti presenti nel sistema è reperibile in distinta base. Nella matrice funzionale tutti i componenti sono elencati con la loro codifica e le quantità. Dall'osservazione della matrice funzionale è possibile riconoscere immediatamente:

- quanti componenti partecipano a garantire una medesima funzione
- quante funzioni competono ad un medesimo componente.

			MODULARE/ parzializzare l'aria (RIF. SPECIFICA CLIENTE)					Tenuta fluidi		Rispettare specifica MM 00003694 e cliente																Somma (How many elements have the same function)		
			Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																							
			disposizione disposizione disposizione	disposizione disposizione disposizione	disposizione disposizione disposizione	disposizione disposizione disposizione	disposizione disposizione disposizione			BAA	BAB	BAC	BBA	BBB	CA	CB	CC	CD	CE	CF	CG	CH	CI	CJ	CK		CL	CM
Descrizione componente / interfaccia	Quantità	Materiali	Prodotto							Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	Dispositivo di tenuta per il collegamento tra i tubi (in gommapiena)	
CAD001 Core plate	1																											
O-ring Gasket	4	2N001106B	1																									
Screw Self-tapping corner fitting	1	2N010000B	2																									
Screw Electro-solder/actuator fitting	2	2N010000B	3																									
FLAMP Air Sensors	1	CA000000A	4																									
Screw Self-tapping	2	2N000000A	5																									
Double (p. seal) (general)	4	2N000000A	6																									
Screw	10	2N000000A	7																									
Bush for throttle shaft/seal	4	AF000000B	8																									
Throttle valve	4	2N000000D	9																									
Bracket-Throttle valve shaft actuator	1	2N000000D	11																									
Bracket-actuator support	1	2N000000D	12																									
Controlled Shaft/Throttle valve	4	AA000000E	13																									
Flange	1	2N000000G	14																									
Actuator/Throttle assembly	1	2N000000F	15																									
Cylindrical bush	9	AF000000A	16																									
Bush 1/16"	9	AF000000A	17																									
Bush 1/16" ID/GT	3	AF000000A	18																									
Bush 1/16" ID/GT	3	AF000000A	19																									
Cylindrical bush	1	AF000000B	20																									
Gasket/Engine head	4	2N000000D	21																									
Gasket/Valve Circuit	1	2N000000C	22																									
Gasket/Throttle Body	1	2N000000A	23																									
Body	1	AF000000B	24																									
Pin for double gear	1	2N000000A	25																									
Shaft with gear	1	AA000000E	26																									
Pin	1	AF000000B	27																									
Anti-friction bush	2	AF000000A	28																									
Gasket	1	2N000000B	29																									
Cover	1	2N000000A	30																									
Throttle Spring	1	2N000000B	31																									
Pin	5	2N000000A	32																									
Double Gear	1	2N000000A	33																									
Electrical motor	1	2N000000A	34																									
Pin for fitting motor	3	2N000000A	35																									
CCV Spring	1	2N000000A	36																									
Block	1	2N000000A	37																									
Lever - Lever limit insert	1	2N000000A	38																									
Washer	1	2N000000B	39																									
Pin	1	2N000000A	40																									
Somma (How many elements have the same function)				14	14	1	1	1	1	1	1	1	8	2	11	12	4	3	21	23	13	32	8	26	23	3		

La matrice funzionale è l'elemento centrale della procedura. L'obiettivo della procedura è quello di sostituire alla matrice funzionale una *matrice di affidabilità* dove poter leggere, per ogni incrocio funzione/componente l'affidabilità che ha quel componente rispetto a quella particolare funzione quando lavora in condizioni simili a quelle previste dal progetto.

---

100

---

di ore (o km) di funzionamento. Ulteriori indicazioni definiscono l'ambiente di prova, la qualità industriale del componente. Dal numero di guasti, si risale al tempo medio al guasto e, ipotizzando un modello di guasto esponenziale, al tasso di guasto. In questo modo, utilizzando dati forniti dalla letteratura per componenti analoghi impiegati in condizioni simili è possibile valutare rapidamente l'affidabilità del componente di proprio interesse. Tuttavia la validità di questa previsione dell'affidabilità è molto subordinata alla reale equiparabilità tra il componente di interesse e quello di riferimento nel manuale. Per migliorare le previsioni opportuni fattori correttivi devono essere introdotti per tenere in conto (in ordine di importanza) di quale sia:

- il carico reale di lavoro del componente di interesse (e non del sistema su cui esso è eventualmente installato) in termini di ore (km) di funzionamento (*fattore di utilizzo*)
- le condizioni di lavoro più o meno gravose (*fattore ambientale*)
- il livello di qualità dei componenti inteso come l'attenzione messa nella progettazione per rispettare eventuali standard qualitativi più stringenti tipo, ad es, quelli militari (*fattore di qualità*)

Tutte queste forme di incertezze confluiranno in un indice empirico di confidenza sui dati di affidabilità che rappresenta quanto l'Azienda sia disposta ad affidarsi alle predizioni di affidabilità in riferimento a quel particolare componente:

- un livello di confidenza alto indica una bontà estremamente alta dei dati già a disposizione e si possono escludere ulteriori studi di approfondimento
- un livello di confidenza medio indica che i dati ottenuti non sono sufficienti per confermare in modo definitivo le previsioni e sarebbe opportuno agire con ulteriori studi
- un livello di confidenza basso indica che le informazioni in possesso sono insufficienti a confermare le previsioni e ulteriori mezzi di indagine, quali la sperimentazione o le simulazioni numeriche sono necessarie

La bassa confidenza sul valore di affidabilità per un componente, assieme al fatto che una delle funzioni svolte da tale componente appaia critica in confronto alle altre, porta alla necessità di avviare studi approfonditi su questo specifico aspetto.

---

### DAL COMPONENTE AL SISTEMA

---

Ottenere dati sull'affidabilità di ogni singolo componente/parte, non fornisce direttamente l'affidabilità dell'intero sistema. Per una stima accurata sarebbe necessario valutare in quale modo ciascun componente/parte risulta interconnesso con gli altri costruendo un albero logico-funzionale e portando a termine, di fatto, uno studio di FTA. Ma l'obiettivo del lavoro non vuole essere quello di prevedere la probabilità di accadimento delle diverse modalità di guasto, quanto piuttosto quello di disporre di uno strumento per la stima rapida e plausibile delle maggiori criticità del sistema.

Sulle condizioni di maggiore criticità e solo su quelle, se fuoriescono dai limiti di accettabilità, si effettueranno degli studi di dettaglio mediante modelli teorici, simulazioni e infine sperimentazioni.

Si ipotizza di fatto che tutti i componenti siano tra loro posti *in serie*, dove il malfunzionamento di uno solo di questi è in grado di portare alla catena incidentale e al fuori servizio del sistema. Questa struttura semplificata è enormemente peggiorativa nella stima della reale affidabilità del sistema, ma consente di effettuare confronti rapidi e sicuri.

Tuttavia questa assunzione rende immediato evidente il limite di fondo di non aver ancora definito correttamente di quale *evento* di rottura per il quale si va cercando l'affidabilità e introduce al concetto di applicazioni di *filtri* sui componenti e funzioni.

La matrice funzionale contiene tutte le funzioni previste per un determinato sistema; tuttavia alcune di queste funzioni potrebbero non essere di interesse diretto per la stima dell'affidabilità qualora il concetto di affidabilità per quel sistema non comprendesse quelli particolari funzioni. Di fatto quindi, alcune funzioni non partecipano in modo diretto all'affidabilità del sistema (p.es. potrebbero essere funzioni di miglioramento delle prestazioni che tuttavia non impattano sull'affidabilità complessiva del sistema). Un primo filtro ha la funzione di esaminare, scegliere ed eliminare tali funzioni ed i rispettivi componenti. Con questo tipo di filtro è possibile eliminare le funzioni che non hanno a che fare con la realizzazione della funzione principale del sistema.

In particolare è stata effettuata una suddivisione del tipo:

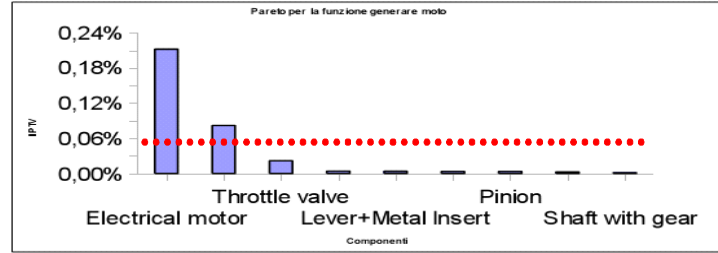
- AA : se manca questa funzione l'intero sistema si perde di funzionalità.
- A : se manca questa funzione il sistema funziona, ma non in condizioni degradate.
- Amb : questa funzione manca a causa di influenze dell'ambiente (corrosione, salinità dell'aria, ossidazione, etc.)
- Mec : questa funzione è importante dal punto di vista meccanico (ma non di affidabilità). Effetti improvvisi possono provocare l'esclusione di queste funzioni. Ad esempio una pressione diversa, una temperatura non stabile, un colpo etc. possono provocare una funzione non stabile del sistema.

Si considerano funzioni fondamentali per la stima di affidabilità le AA e A, mentre le altre, collegate ad effetti improvvisi meccanici o ambientali non contribuiscono a modificare l'affidabilità intrinseca del sistema.

Inoltre nella selezione delle funzioni più o meno importanti si è tenuto conto del tipo di guasto potenziale che incide sul sistema suddividendo in:

- mancanza di funzionalità: non si ha la funzione principale del sistema al momento iniziale
- perdita di funzionalità: dopo un certo periodo di lavoro si ha un improvviso degrado
- calo di funzionalità: dopo un certo periodo di lavoro si ha un leggero calo della funzionalità
- instabilità della funzionalità: la funzione principale è presente ma è instabile.



[illegible]

## ULTERIORI CONSIDERAZIONI

---

Dopo questo processo di valutazione, diversi indicatori di criticità saranno o potranno essere disponibili:

1. Grado di complessità delle funzioni (ossia il numero di componenti effettivamente coinvolti in quella specifica funzione),
2. Grado di interrelazione tra i componenti (cioè, numero di funzioni alle quali partecipa un determinato componente),
3. Indici in grado di definire l'incidenza sull'affidabilità di funzioni e componenti
4. Affidabilità sperimentale per i componenti (valutata secondo lo stato dell'arte)
5. Affidabilità sperimentale per le funzioni (valutata secondo campagne sperimentali)
6. Indici di confidenza per valutare la bontà di certe informazioni e dirigere gli approfondimenti

Usando questi indicatori, le funzioni e i componenti più critici vengono evidenziati in modo veloce e obiettivo, creando, in questo modo, una mappa che permette di distinguere quali componenti debbano essere testati per migliorare l'affidabilità di ogni funzione critica. In questo modo sarà poi possibile limitare il numero dei componenti di interesse, riducendo anche i tempi e i costi delle sperimentazioni.

Inoltre l'attività di integrazione permetterà:

- il coordinamento di strumenti di analisi dell'affidabilità quali FTA (*albero delle probabilità di guasto*) e FMEA (*matrice di analisi delle criticità*), migliorando il loro funzionamento;
- il potenziamento delle verifiche sperimentali, come ad esempio i test di vita accelerata, grazie a nuove indicazioni sulle modalità di prova più opportune e ad una più conscia interpretazione dei risultati;
- lo sviluppo di modelli d'affidabilità più accurati grazie a strumenti di analisi statistica alimentati da un maggior numero di informazioni archiviate.

L'attuale livello di affidabilità garantito dalle principali aziende che operano nel settore automobilistico, sono prodotti con 0,6 IPTV, ma questo limite va calando di anno in anno. Esplicite clausole commerciali dei contratti di vendita, definiscono esattamente questo limite e impongono grandi penali se il medesimo non viene centrato. Per far sì che il commercio di ogni giorno non finisca in una disputa legale, ogni compagnia ha bisogno di sviluppare una metodologia giustificabile per la stima dell'affidabilità dei sistemi, partendo da procedure consolidate e da risultati sperimentali. Considerando l'obiettivo di creare questa metodologia è conveniente cercare di creare una stretta correlazione tra i dati della letteratura, sempre disponibili e a basso costo, e le altre fonti di informazioni: la sperimentazione e l'assistenza ai clienti. Entrambe le modalità richiedono risorse adeguate e spesso solo attraverso una loro opportuna pianificazione (es. analisi DoE e Anova) si riesce ad evitare di dissipare risorse fondamentali. Molte potenziali informazioni provenienti dai clienti, ad esempio, sono già disponibili in azienda sotto diverse forme come ad esempio i profili progettuali di missioni, i requisiti tecnici, le specifiche di contratto etc., oppure sono acquisibili in modo relativamente semplice attraverso la garanzia, l'assistenza tecnica (ad esempio modi e distribuzione dei guasti). Ad esempio al collettore d'aspirazione per i motori diesel (CAD), è stata attribuita contrattualmente una vita di 10 anni o 250 000 km, a condizione, però, che si vada a 34 km/h, con

carichi meccanici, termici e vibrazionali particolari e in specifiche condizioni ambientali (polvere, umidità, etc.) .

Una volta che si è deciso quali funzioni siano critiche, quali componenti le realizzano e quali siano gli aspetti che sono di vero interesse per il miglioramento delle conoscenze si può procedere alla messa in prova di componenti in condizioni simili a quelle reali.

Attraverso tecniche di Progettazione dell'Esperimento si sono cercate informazioni riguardo a:

- le caratteristiche del materiale (ad es. proprietà termo-meccaniche, fattori di tensione etc)
- le soluzioni adottate durante la progettazione (ad es. sono stati confrontati le soluzioni adottate con risultati di simulazioni e ottimizzazioni FEM con software Ansys o Mode Frontier)
- le specifiche del prodotto (ad es. profilo di missione, affidabilità richiesta, etc.)
- le assistenza clienti e servizi di manutenzione (ad es. sviluppando software statistici specifici)
- le metodologia di test a vita accelerata (ad es. elaborando modelli statistici di interpretazione dei risultati, fattori di accelerazione, etc.)

### Validazione della metodologia

In particolare, attraverso calcoli teorici, simulazioni FEM e prove sperimentali sono studiate le seguenti famiglie di sistemi. Per alcuni di questi sistemi sono emerse criticità a livello di componenti e parti che sono state investigate in forma più dettagliata. In particolare sono stati studiati:

<b>Sistema/Parti</b>	<b>Verifiche tecniche</b>	<b>Metodologia integrata</b>			
		<b>FTA</b>	<b>FMEA</b>	<b>FEM</b>	<b>Esperimento</b>
Collettore area diesel	affidabilità complessiva	X	X		
Collettore area benzina	affidabilità complessiva	X			
<i>condotto esterno</i>	resistenza agli urti			X	X
<i>farfalle</i>	resistenza alla pressione			X	X
<i>albero con farfalle</i>	resistenza torsionale			X	X
Corpo farfallato	affidabilità complessiva	X	X		
<i>molla doppio effetto</i>	resistenza a fatica			X	X
<i>ingranaggi</i>	resistenza a usura			<i>in corso</i>	X
Motore Elettrico	affidabilità complessiva	X	X		
Telaio portante	resistenza ad urto			X	<i>in corso</i>
<i>saldature</i>	resistenza statica			<i>in corso</i>	<i>in corso</i>
<i>incollaggi</i>	resistenza statica				<i>in corso</i>

Saranno descritte di seguito solo le attività di ricerca già completate



## COLLETTORE ARIA DIESEL (CAD)

---

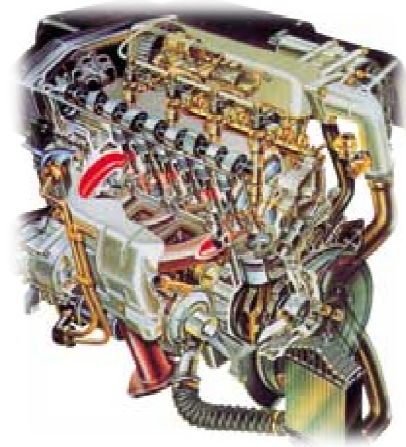
Una prima dimostrazione dei miglioramenti ottenuti grazie alla piena applicazione della metodologia di progettazione integrata per la qualità durante la fase di sviluppo del componente è stato realizzata su un *collettore di aspirazione aria diesel* (CAD) del nuovo motore diesel euro 5 da 1.9L 16V (180 HP). Questo componente è uno dei elementi essenziali del nuovo propulsore *JTD* equipaggiato con sistema *common-rail*. Come ben noto, in un motore a ciclo diesel, l'accensione avviene a seguito della compressione di combustibile ed aria che sono mescolati prima di entrare nella camera di combustione. Nella storia automobilistica, il motore diesel fa un balzo evolutivo enorme quando si passa dall'iniezione indiretta a quella diretta, per poi arrivare ai nostri giorni con tutti i vantaggi messi in campo dal sistema *common rail*.

### DESCRIZIONE DEL SISTEMA CONTROLLO MOTORE

---

#### *COMMON-RAIL*

I motori JTD (Jet Turbo Diesel), sviluppati da Fiat a partire dal 1997, prevedono l'utilizzo del sistema *common-rail* per l'iniezione del carburante. Si tratta di suddividere l'iniezione in passi diversi ottenendo una combustione nel motore più fluida e regolare. In questo modo è possibile ottimizzare la combustione mantenendo al minimo le particelle incombuste. Si riducono di conseguenza le emissioni inquinanti e la necessità di installare sistemi costosi e complessi per filtrare le particelle allo scarico. Il sistema *common rail* offre agli sviluppatori di motori tutta la libertà di cui hanno bisogno per ridurre le emissioni e rientrare nelle normative di impatto ambientale. Ma consente anche di ridurre rumore e vibrazioni del motore migliorando il confort sull'autovettura. Le particolarissime soluzioni progettuali adottate nello sviluppo del *common rail*, con una suddivisione flessibile delle fasi di iniezione, nei diversi stati di *pre*, *principale* e *post* iniezione, permette al motore e all'intero sistema d'iniezione di accoppiarsi tra loro nel miglior modo possibile. Una centralina elettronica controlla con estrema precisione tutti i parametri di iniezione, come la pressione nel rail, la tempistica e la durata di iniezione, oltre a regolare le diverse funzioni del motore.



#### *COLLETTORE ARIA DIESEL*

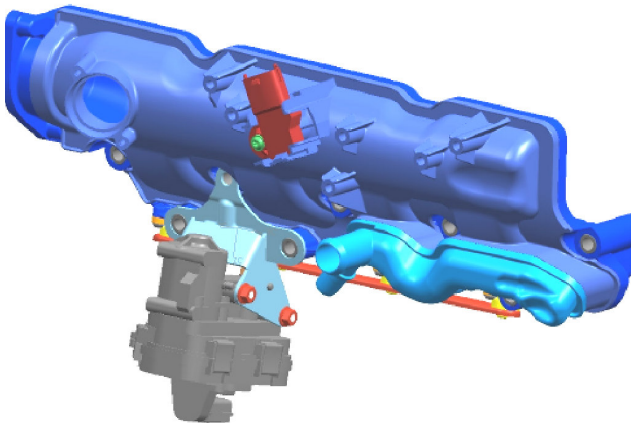
Il *collettore di aspirazione aria diesel* (CAD), posto in connessione con la camera di combustione, crea un flusso controllato di aria verso il motore regolando la quantità di aria che entra nel *corpo farfallato*. Questo è possibile grazie ad un movimento alternato delle valvole a farfalla, comandate da un servomotore incorporato. Il collettore di aspirazione è dotato di un dispositivo elettronico di controllo (*ECU - Electronic Control Unit*), utilizzato per regolare di modo accurato l'apertura delle farfalle all'interno di ogni condotto. La struttura è collegata al filtro aria, che evita l'ingresso nel motore di impurità, e ad un sistema di ricircolo dei gas incombusti (*EGR - Exhaust Gas Recirculation*). Una

funzione addizionale, ma fondamentale del collettore è quella di generare un flusso turbolento in modo da ottenere il massimo grado di uniformità nella esplosione nella camera di combustione. Per far questo, il collettore è dotato di un attuatore a vortice variabile (*swirl*) che ottimizza la turbolenza del flusso. I principali componenti strutturali del assieme CAD sono: il condotto d'aria, le guarnizioni, le valvole a farfalla, l'attuatore di turbolenza e le varie strutture di fissaggio dei componenti.

I collettori tradizionali sono realizzati, di solito, attraverso un processo di fusione di alluminio con alcuni inserti in plastica. Per ridurre il peso ed, indirettamente, il consumo di combustibile del veicolo, la plastica sta progressivamente sostituendo alluminio nella componentistica auto dove questo è consentito dalle esigenze di sicurezza e dalla complessità delle forme. La nuova era dei collettori, realizzati tutti in plastica come quello da noi analizzato, costringe ad una attenzione rigorosa rispetto a tutti i diversi aspetti del controllo di affidabilità e sicurezza.

Il CAB deve essere progettato in modo da fornire una interfaccia di montaggio resistente verso il motore, nonché la possibilità di fissare con sicurezza i vari componenti non strutturali, quali: fascia di cablaggio, *blow-by* separatore, attuatori, valvole, condotti di carburante, tubi, tubazioni, ecc. A causa delle notevoli tensioni meccaniche e termiche, per gli elementi di fissaggio dei componenti critici si continua a preferire soluzioni classiche quali inserti in metallo filettato. Le viti e le parti senza viti sono preferite per il fissaggio di componenti non particolarmente critici. In ogni caso, qualunque sia la scelta, la soluzione deve essere convalidata con opportuni calcoli e prove sperimentali. Il sistema, nella sua interezza, deve soddisfare gli obiettivi di sicurezza e affidabilità definiti in fase di sviluppo del progetto; e questi obiettivi si ripercuotono a livello delle singole parti. La rigidità strutturale del sistema deve essere progettata per non superare in nessun caso il massimo carico termico e dinamico previsto durante il funzionamento. Da un punto di vista di affidabilità, il sistema può essere convenientemente suddiviso nei seguenti principali sotto-sistemi:

- condotto d'aria del collettore aria
- attuatore variabile per il controllo della turbolenza



*Collettore*

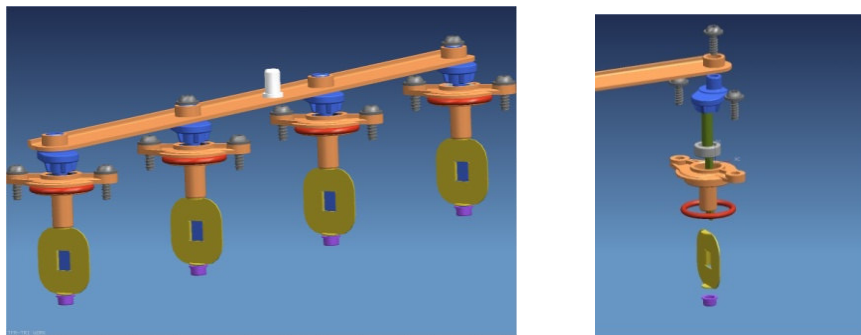


*Attuatore per il controllo della turbolenza*

### *CONDOTTI E FARFALLE*

In ingegneria automobilistica, il collettore ad aspirazione aria è quella parte del motore che fornisce la miscela aria-carburante ai cilindri. Un collettore di aspirazione presenta un sistema di passaggi che portano la miscela di carburatore alle valvole di aspirazione del motore. Solo la corretta progettazione del collettore porta al buon funzionamento del motore. Per poter funzionare in maniera uniforme, ciascun condotto del collettore deve aspirare la stessa intensità e "qualità" di combustibile. La distribuzione del carburante dovrebbe essere quanto più uniforme possibile. Questo risultato dipende in gran parte dal particolare disegno dei condotti di aspirazione e delle valvole a farfalle. Geometrie, forme e lunghezze devono essere progettate in modo accurato per raggiungere gli obiettivi di prestazioni del motore, specie in termine di rumore, emissioni e consumi.

Il condotto di aspirazione è formato da due pezzi contrapposti, saldati ai bordi a formare quella camera dove aria e diesel sono miscelati. Il collettore, nel suo complesso, è dotato di quattro valvole a farfalla, situate all'interno di quattro delle otto cavità attraverso cui l'aria arriva al sistema. L'apertura e la chiusura di queste valvole regolano il flusso d'aria, la miscela di combustibile che entra nel motore, e, per finire, la velocità delle vetture.



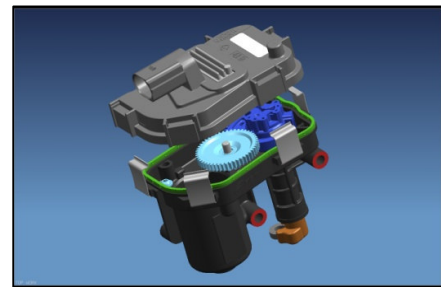
Ma il collettore di aspirazione deve essere progettato anche tenendo conto di esigenze quali: dispersione minima e ridotte perdite di flusso. Di conseguenza, una particolare attenzione è rivolta alle guarnizioni, integrate nel corpo farfallato e nella flangia del cilindro centrale, che devono essere testati per verificare il corretto montaggio e le prestazioni di tenuta. Il comportamento acustico del sistema motore deve inoltre essere in accordo con le specifiche GMPT Europa-Italia. Si deve fare particolare attenzione al fatto che il rumore di funzionamento proprio per componenti e sottosistemi non venga mai amplificato dalle forme particolari del collettore. Il collettore di aspirazione non deve poi interferire con i diversi sensori per il controllo motore, quali i sensori di ossigeno o della marmitta catalitica, che non devono essere esposti alle temperature di esercizio attesi per il collettore, né ai gas di scarico e di ricircolo.

Il collettore è un sistema complesso, progettato con altissimi livelli di affidabilità, tenendo conto di un tempo di missione pari a 10 anni e 250 000 km, con una incidenza di rotture che deve restare dell'ordine di 0,6 IPTV in un anno, con guasti che comunque non portano alla fermata del veicolo.

### ATTUATORE PER IL CONTROLLO DELLA TURBULENZA

L'attuatore ha la funzione di regolare il flusso d'aria che dal collettore è indirizzata verso il motore a combustione interna. Controllato da un dispositivo elettrico, guidato dalla centralina elettronica (ECU), è utilizzato nella gestione del motore per controllare le farfalle all'interno di ogni condotto di aria del collettore di aspirazione. L'attuatore comprende un motore, circuito di controllo, sensori e tutti racchiusi in un contenitore con un foro attraverso il quale si estende l'albero di uscita. L'albero di uscita porta una valvola che è posizionata all'interno del collettore di aspirazione quando l'attuatore è montato in posizione. Un sensore di posizione fornisce in feedback al circuito di controllo la posizione della lama della valvola; questa informazione permette alla centralina elettronica del motore di controllare in circuito chiuso la posizione della lama della valvola.

L'attuatore è collegato alla struttura del collettore di aspirazione (e quindi del turbocompressore) in modo che i vari condotti di aria del sistema di aspirazione assicurino la distribuzione uniforme di aria aspirata a tutte le parti del collettore. Ogni passaggio d'aria presenta una zona cilindrica trasversale lungo la direzione del flusso d'aria che consente di aumentare la velocità dell'aria di aspirazione. Il sistema di aspirazione comprende una uscita per i gas combusti. I passaggi aerei sono controllati da 4 valvole dell'aria nella presa d'aria.



L'attuatore è costituito dai seguenti gruppi funzionali:

- albero di regolazione: incluso nell'attuatore con la sua leva regola elemento di controllo finale o sia 4 elementi della valvola a farfalla attivando il turbinio;
- sistema meccanico di ritorno: incluso nel attuatore garantisce la posizione di zero-corrente o zero- tensione di stand-by;
- azionamento elettrico: regola la leva di regolazione tra cui le farfalle, come richiesto;
- circuito elettronico integrato: valuta il valore-obiettivo e controlla in retroazione il sistema di azionamento elettrico;
- sensore di angolo: rileva il valore effettivo di regolazione dell'angolo dell'albero.

Il movimento turbolento permette di concentrare ed ottimizzare la miscela aria-carburante all'interno della camera di combustione, in modo che il combustibile sia riscaldato più rapidamente e il ritardo di accensione sia ridotto. Con l'aiuto di questo attuatore è anche possibile ridurre le emissioni specialmente con motore freddo oppure a basso regimi. Il funzionamento corretto del componente è monitorato con segnale PWM (pulse width modulata). Il segnale è supervisionato dal sistema elettronico integrato, confrontato i valori rilevati con la posizione specificata della leva di regolazione. In caso di rottura, (ossia il rilevamento di un errore di posizione o l'interruzione della tensione di alimentazione), il componente va in stato di recupero ("recovery").

### APPLICAZIONE DELLA METODOLOGIA INTEGRATA

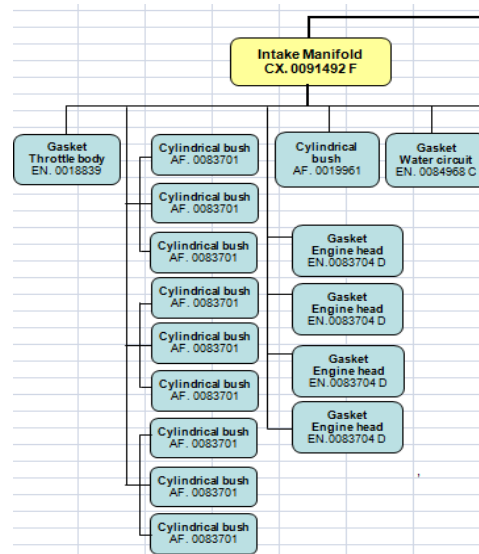
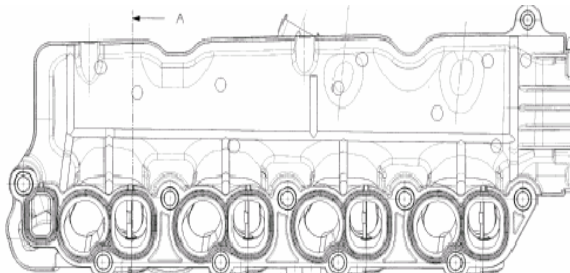
---

Negli ultimi 30 anni, nell'industria automobilistica, sono nati, si sono sviluppati e consolidati un gran numero di tecniche per la previsione ed il miglioramento dell'affidabilità. Anche se spesso questi strumenti non sono impiegati in modo organico ed integrato, il loro ampio utilizzo rappresenta una

1. raccogliere le informazioni dal ufficio tecnico
2. creare una matrice funzionale
3. calcolare l'affidabilità delle parti
4. applicare opportuni *filtri di correzione*
5. creare una *matrice di affidabilità*
6. riconoscere i problemi critici

1. lo schema costruttivo, compreso disegni 2D e 3D
2. tutta la documentazione tecnica di prodotto
3. elenco delle parti elementari

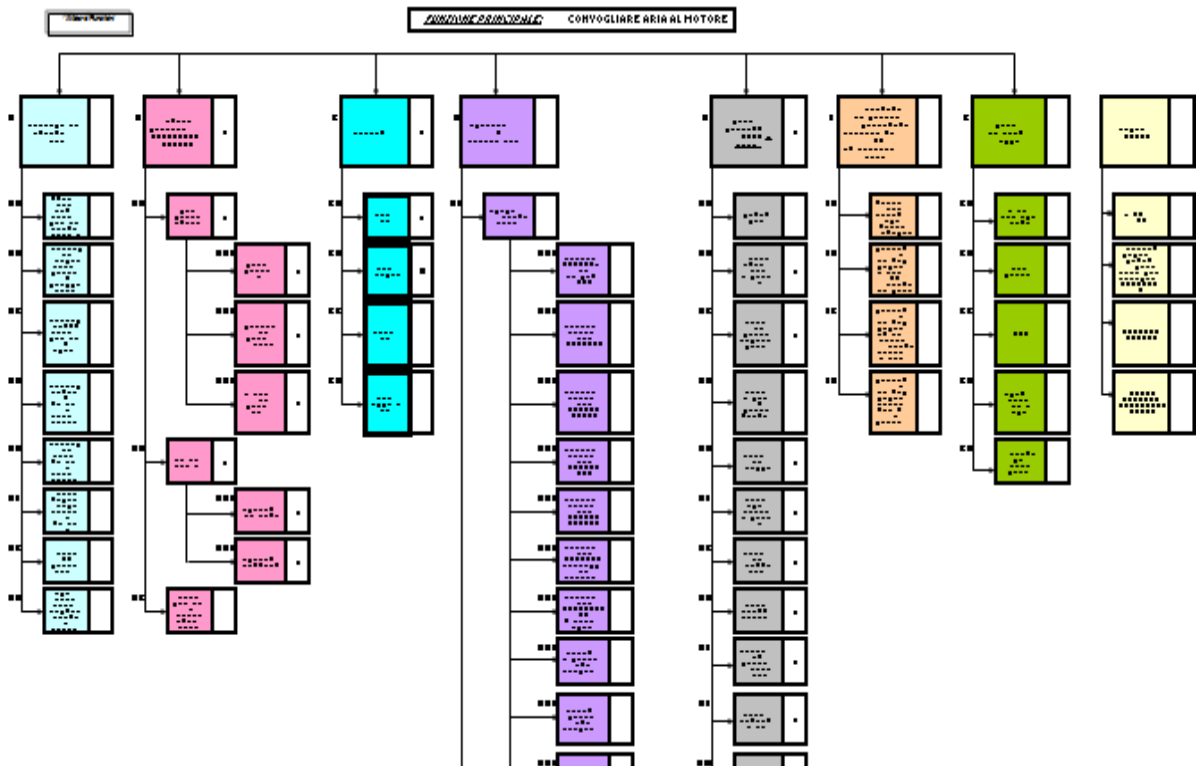
4. studio completo di FMEA di prodotto/progetto



## ALBERO E MATRICE FUNZIONALE

Per la regolazione del progetto e stesura della FMEA, il progettista è assistito con:

- *albero funzionale*: rappresenta una indicazione, condivisa con il cliente, delle funzioni che il sistema deve assolvere e che devono essere opportunamente garantite. Ciascuna funzioni principali è suddivise in vari livelli di sotto-funzioni, fino ad arrivare alle funzioni base. L'albero funzionale rappresenta così una connessione chiara tra tutte le funzioni, principali o secondarie, fino alla funzioni di base. Se l'albero funzionale non è costruito in precedenza (es. durante la fase di progettazione), dovrà essere realizzato in questo momento, preoccupandosi di riconoscere, per ogni funzione, la relativa connessione funzionale con le altre funzioni del sistema.



- *matrice funzionale*, rappresenta una matrice di collegamento tra la funzione e componenti che realizzato queste funzioni; è realizzata a partire dal particolare sistema in sviluppo e delle sue parti. L'elenco completo di tutti le parti presenti nel sistema è disponibile in distinta base. Nella matrice funzionale, di ciascun componente, si elencano anche codifica e quantità. Per ogni componente/parte e ciascuna funzione, esiste un *stato* assegnato di intersezione funzione/parte. Osservando la matrice funzionale è possibile riconoscere con facilità:
  - quali sono i componenti che partecipano a garantire la realizzazione di ciascuna funzione;
  - quale funzioni sono collegate al funzionamento di un certo componente.

La matrice funzionale è la parte centrale della procedura di miglioramento di affidabilità. L'obiettivo della procedura da noi sviluppata è quello di sostituire alla matrice funzionale una *matrice di*



**affidabilità.** All'interno di questa matrice, in ogni intersezione funzione/componente, dovrà essere presente un valore numerico in grado di rappresentare la probabilità (affidabilità) che quel particolare componente ha di guastarsi (in un certo intervallo di tempo) portando quella particolare funzione a venir meno.

Components		Sub Functions		MODULARE/ parziale zana Faria (RIF. SPECIFICA CLIENTE)		Tenuta fluidi		Rispettare specifica MM 00003694 e cliente																
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		
				Rispetto posizione obiettivo		Informazione sistema																		

di un qualsiasi incidente secondo tutte le modalità possibili. Si intende piuttosto mettere a disposizione uno strumento semplice anche se approssimato per una stima rapida e plausibile del rischio associato alle principali problematiche funzionali. Il fine ultimo non è la stima esatta di affidabilità, quanto l'elenco ragionato delle criticità del sistema, sulle quali indirizzare le successive azioni di approfondimento e miglioramento.

Su quelle situazioni che appariranno come le più critiche e che risulteranno al contempo al di fuori dei limiti di accettabilità, saranno effettuare studi di modellazione teorica, simulazione FEM e sperimentazione.

### FILTRI DI CORREZIONE

In particolare, è stato presupposto, come ipotesi iniziale che tutti i componenti siano collegati tra loro *in serie*, dove non funzionalità di uno solo di essi è in grado di avviare l'intera catena incidentale e di portare alla sospensione di funzionalità per l'intero sistema. Questa struttura logica semplificata rappresenta la peggiore delle ipotesi che può essere utilizzata nella previsione di affidabilità del sistema, ma consente di arrivare ad una stima rapida e sicura.

Questa ipotesi di lavoro chiarisce inoltre quali siano i limiti al di là del quale vanno mosse tutte le azioni di miglioramento del metodo di stima. Ad esempio, come base di partenza del calcolo non si è ancora definito in modo corretto quale sia l'evento di guasto per cui siamo alla ricerca di affidabilità. Di conseguenza è stato introdotto nella metodologia il concetto di applicare dei filtri sui componenti e sulle funzioni per migliorare la stima senza aggravare il calcolo.

I filtri utilizzati sono stati suddivisi secondo 3 tipologie, sulla base di dove vadano ad agire ed il problema al quale pongono rimedio:

Macro Componente (italian)	Macro Componente (english)	Part Description (RAC)	L = Failure Rate (Failure Per Hours)	L = Failure Rate (Failure Per Miles)	Quality Level	App Env
Guarnizione	O-Ring Gasket	Gasket, O-Ring	0,02		Unk	GB
Vite	Screw Self-tapping sensor fixing	Screw, tapping		0,2427	Unk	GM
Vite	Screw Electro-Mechanic/Actuator fixing	Screw		0,0234	Unk	GM
T-MAP Sensore Area	T-MAP Air Sensore	Sensore, Pressure	3,5		Unk	GB
Vite	Screw Self-tapping	Screw, tapping		0,2427	Unk	GM
Guarnizione	GASKET - Double lip seal	Gasket, Rubber	0,02		Unk	GB

1. impatto sulle funzioni di affidabilità
2. interconnessione logiche tra i componenti all'interno della funzione
3. profilo di missione e unità di calcolo

Entriamo nello specifico di cosa significato questi fattori correttivi.

La matrice funzionale contiene tutte le funzioni previste per un determinato sistema, ma alcune di queste funzioni potrebbero non essere di alcun interesse per la previsione di affidabilità come nel caso in cui una particolare funzione, per quanto importante a livello di progetto o di commercializzazione, non impatta sull'affidabilità del sistema (es. *riciclabilità dei materiali utilizzati*). In modo analogo, certe funzioni tecniche potrebbero non partecipare in modo diretto all'affidabilità del sistema, intesa come probabilità di rottura del sistema. Per esempio, esistono funzioni importanti per il miglioramento delle prestazioni, ma non essenziali per il suo funzionamento (es. *accessibilità da parte di un manutentore*).

La prima correzione proposta (Impatto sulla funzione di affidabilità), ha lo scopo di esaminare, selezionare ed eliminare le funzioni non essenziali e le rispettive componenti. Con questo tipo di filtro è possibile eliminare le funzioni che non hanno alcuna relazione con la funzione principale del sistema. In particolare si è effettuata una suddivisione in:

R - Funzione responsabile per l'affidabilità della funzione principale



I - Funzione che ha influenza sulla affidabilità della funzione principale

N – funzione che non ha nessuna influenza

In modo analogo, con il secondo filtro (Interconnessione tra i componenti all'interno della funzione), si tiene in conto dell'effetto, direttamente sui componenti e parti di funzioni che sono ancora presenti dopo la prima rettifica, in quanto alcuni componenti / parti potrebbero non essere significativi per garanzia con il rispetto della propria affidabilità condizioni di tale funzioni.

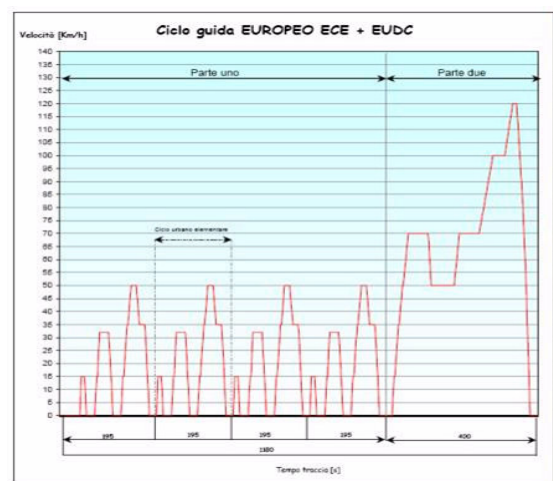
- **Gate OR**- che ha il componente di quale guasto possa bloccare sotto funzioni
- **Gate AND**- che ha il componente che hanno bisogno di una fallimento di un altro componente secondario per poter bloccare la funzione

Descrizione componente / interfaccia	Quantità	Matricola MM	Progressivo	rispettare posizione limite	generare moto (rispettare linearità)	trasmettere moto (rispettare isteresi)	segnale di comando	segnale di feedback	circuiti aria	circuiti acqua
				BAA	BAB	BAC	BBA	BBB	CA	CB
				I	I	I	I	I	I	I
<b>CAD 241 Completo</b>	1									
O-Ring Gasket	4	EH 0011558 D	1							
Screw Self-lapping screw Fining	1	CH 0010000 D	2							
Screw Electro-Mechanical/Walnut Fining	2	CH 0010075 A	3							
T-MAP Air Sensor	1	CA 0004045 A	4							
Screw Self-lapping	2	CH 0001426 A	5							
Double lip seal (gasket)	4	EH 0005402 A	6							
Screw	18	CH 0005000 A	7							
Back for throttle shaft seal	4	AP 0006452 D	8							
Throttle valve	4	ER 0005407 D	9							
Bracket-Throttle valve shaft seal	1	CE 0003353 G	11							
Bracket-Walnut support	1	CE 0004043 P	12							
Camshaft Shaft/Throttle valve	4	AA 0005400 E	13							
Flange	1	DD 0003354 G	14							
Air intake Manifold Assembly	1	CX 0001452 P	15							

I filtro di correzione

II filtro di correzione

L'ultima tipologia di filtri vuole prendere in considerazione in modo opportuno il *profilo di missione l'unità di calcolo* di ogni singolo componente. La missione del componente deve essere tenuta in conto per capire meglio il lavoro reale lavoro del sistema e delle sue parti. Conoscere la distribuzione del carico nel tempo e dei cicli di carico di ogni parte del sistema per ogni periodo di funzionamento del sistema, è essenziale per stabilire quali siano le parti che stanno realmente funzionando, le loro condizioni di lavoro e le funzioni che stanno svolgendo. Con l'applicazione di questo filtro, l'elenco delle funzioni e dei componenti della matrice funzionale sarà ridotto solo su alcune intersezioni funzione / componente che si dimostrano di interesse per l'affidabilità del sistema.



## AFFIDABILITÀ DEI COMPONENTI

Dopo aver ridotto la matrice funzionale con i diversi filtri di correzione si ottiene una nuova matrice che contiene solo alcune delle funzioni e dei componenti. Essendo il nostro obiettivo quello di prevedere l'affidabilità del sistema, il passo successivo è quello di creare una prima *Matrice di Affidabilità* sulla base dei dati di affidabilità calcolati a partire da quelli presenti in letteratura specialistica ed, in particolare, dal *Reliability Data Base (RAC)*

La procedura inizia con la semplice traduzione in inglese del componente di nostro interesse e la ricerca del componente corrispondente nella *database* RAC, che presenta una base enorme di dati di affidabilità. Poiché il *database* contiene dati raccolti da esperimenti provenienti da diverse condizioni, una volta individuato il componente, è necessario prestare attenzione e scegliere i parametri più idonei. Ad esempio, riferendosi al livello qualitativo dei componenti, indicato come *Quality*; la classificazione *Unknown (non definito)* è quella che offre una più ampia gamma di dati di affidabilità. Accanto al livello di qualità non definito, sono presenti anche termini quali *Space*, *Military* e *Common*, ma risultano meno indicati per il nostro caso applicativo. In modo analogo, bisogna prestare attenzione all'ambiente di prova da cui provengono i dati sperimentali, indicato come *Enviromental Application*, dove il livello più idoneo è GM (*Ground Motion*), che rappresenta le attrezzature installate su veicolo a ruote o cingoli. Per ognuno di questi livelli di qualità e di ambiente di prova, sono definiti particolari fattori di correzione consentono di equiparare in modo standardizzato i dati di *input*.

## CALCOLI DI AFFIDABILITÀ

Lavorando nell'ipotesi di trovarsi di fronte ad un modello di guasto di tipo esponenziale, i valori trovati in letteratura rappresentato direttamente il rateo di guasto (*Failure of Rate*) costante nel tempo dei componenti, espressi in ore o in miglia. Considerando la distribuzione esponenziale, si calcola con l'equazione  $R = e^{-\lambda t}$  dove  $\lambda$  è calcolata come il prodotto del rateo di guasto, il fattore di correzione della qualità, fattore di correzione ambientale e fattore di garanzia di correzione. C'è un altro fattore che si dovrebbe prendere in considerazione, il fattore di reale utilizzo del componente che dipendono del tempo di lavoro vero e proprio, del componente all'interno del sistema e la distribuzione della vita. In questo caso particolare, tutte le componenti che lavorano insieme nello stesso periodo e il fattore di garanzia è uno per tutti. A seguito di tale procedura, l'affidabilità di ogni singolo componente è prevista, ed è possibile continuare con l'obiettivo di progetto, la creazione di una *Matrice d'Affidabilità*.

## MATRICE DI AFFIDABILITÀ

La matrice di affidabilità contiene nelle sue colonne informazioni relative a:

- numerosità dei componenti
- rateo di guasto  $\lambda$
- affidabilità (R) e inaffidabilità (F)
- legame logico tra i componenti

Combinando opportunamente i valori di affidabilità, per tenere in conto della presenza di collegamenti in serie e parallelo tra i componenti, grazie alla matrice si potranno valutare l'affidabilità di ciascuna funzione.



Description of components	Quantity	RAC				MAGNETI MARELLI EXPERIENCE			
		Confidence: L-Low M-Medium H-High				R-Reliability	Campo	Fornitori	Coment
O-Ring Gasket	4								
Screw Self-tapping sensor fixing	1								
Screw Electro-Mechanic/Actuator fixing	2								
T-MAP Air Sensore	1								
Screw Self-tapping	2								
Double lip seal (gasket)	4								
Screw	10								
Bush for throttle shaft seat	4								
Throttle valve	4	0,999945957	5,4043E-05	0,0540427	L	Da calcolare su modello statistico+ dati Prob D-FMEA	CAD 191: 0 resi garanzia(1 anno) su xxx xxx in esercizio	na	simile al CAD 191 0 resi garanzia (1 anno) su 200 000
Bracket-Throttle valve shaft actuator	1	0,999977206	2,2794E-05	0,02279449	M	Non nota --1' applicazione			
Bracket-Actuator support	1	0,999960235	3,9765E-05	0,03976452	M	Non nota --1' applicazione			
Comolded Shaft/Throttle valve	4	0,999998092	1,9078E-06	0,00190783	M	Da calcolare su modello statistico+ dati Prob D-FMEA	CAD 191: 0 resi garanzia(1 anno) su xxx xxx in esercizio	na	simile al CAD 191 0 resi garanzia (1 anno) su 200 000

Consistenza finale di valori di affidabilità dei componenti

Quando ci si trova di fronte a prodotti che si trovano nella prima fase di sviluppo, la stima, anche grossolana, di questo valore di affidabilità e delle criticità su cui concentrarsi potrebbe essere sufficiente a completare il lavoro di applicazione della metodologia. Questo è accaduto, ad esempio, per il CAD241, il CAD247 e per il corpo farfallato PSA. Nel caso di componenti già in produzione da tempo oppure almeno, in fase avanzata di prototipazione, ulteriori attività di ricerca dovrebbero essere portate avanti. Per la completa l'utilizzo della metodologia è infatti necessario verificare i dati di affidabilità utilizzando simulazioni numeriche e prove sperimentali. Lo sviluppo di modelli completi e convalidati rappresenta il risultato finale nella ricerca dell'affidabilità del prodotto.

Gli esperimenti previsti dal metodo integrato sono diversi dai test di validazione già effettuati in azienda, dove di solito si mette in prova pochi campioni dell'intero sistema, cercando di sollecitarlo con livelli di stress il più possibile complessi. Le nuove prove mirano piuttosto a trasformarsi in esperimenti rivolti ad un singolo componente critico, con l'obiettivo di stimolarlo con livelli di carico opportunamente pensati e per moltissimi cicli. Si passa cioè da prove di validazione tipiche del controllo di processo (del tipo "passa o non passa") a prove accelerate finalizzate allo sviluppo di modelli di affidabilità (*accelerate life testing*). Ovviamente, nel caso in cui ci trovassimo nella fase di sviluppo iniziale di nuovi componenti, non è solitamente possibile realizzare estese campagne di prove, ma resta comunque possibile effettuare simulazioni numeriche. Anche le simulazioni numeriche sono state così applicate, specie con lo scopo di prevedere le situazioni più critiche, per ridurre le prove sperimentali necessarie, risparmiando costi e tempi. L'ultimo passaggio, fondamentale per chiudere il metodo, resta la necessità di interpretare in modo combinato i risultati delle simulazioni e delle prove sperimentali per trasformarlo in un numero che intende rappresentare l'affidabilità del componente, oppure per creare modelli scientificamente validi di interpretazione dei risultati.

Dopo questo processo di valutazione, diversi indicatori dei punti critici sono o potrebbero essere nella disposizione:

- Il livello della complessità delle funzioni (sia numeri di componenti realmente coinvolti in questa specifica funzione)
- Il livello d'interrelazione tra i componenti (ossia il numero di funzioni in cui partecipano determinano uno dei componenti)
- Indice che sono in grado di definire ripercussione d'affidabilità delle funzioni e componenti
- L'affidabilità sperimentale dei componenti (valutato per stati d'arte)
- L'affidabilità Sperimentale delle funzioni (valutati da test sperimentale)

- Indice di fiducia per la convalida della bontà d'informazioni e di gestire più profonde considerazioni

Utilizzando questa indicazione, le funzioni più critiche e componenti possono essere comunicate nel modo più veloce e obiettivo, in questo modo, una mappa che permette di distinguere gli elementi che sono da testare per migliorare l'affidabilità di ogni funzione critica. In questo modo sarà possibile limitare il numero dei componenti d'interesse, riducendo inoltre tempi e costi degli esperimenti.

A parte questo, attività di integrazione consente:

- Il coordinamento degli strumenti di analisi di affidabilità come FTA (L'albero della probabilità di guasto) e FMEA (matrice di analisi critica), migliorando la loro funzionalità.
- Protezione delle verifiche sperimentali, come ad esempio prove di vita accelerata, grazie alle nuove indicazioni di modalità di test e una più comoda lettura dei risultati realizzati

Sviluppo di affidabilità grazie ai più esatti modelli per gli strumenti di analisi statica che dovrebbe venire da maggior numero di informazioni raccolte.

### *DATA BASE DI AFFIDABILITÀ*

La matrice d'affidabilità prende proprio valore d'affidabilità da uno specifico Affidabilità Data Base convenientemente progettato in modo da garantire l'integrazione di dati diversi che sono collegati. I dati d'affidabilità sono raccolti, convertiti, verificati, validati e resi utilizzabili, del dipartimento di qualità della società. La fonte di ottenere delle informazioni relative ad affidabilità dei componenti viene distribuita sulla base di conoscenze in quattro macro-regione di:

1. Report, base di dati e manuali di letteratura scientifica
2. I dati provenienti da fornitori
3. Elaborazione dei dati che arrivano dal servizio dopo-vendita e assistenza clienti
4. I dati ottenuti da simulazioni numeriche
5. Prove sperimentali ottenute in azienda o, eventualmente, da parte dei fornitori
6. Lo sviluppo di modelli teorici di fallimento o di anticipo simulazioni numeriche

Informazioni ottenute devono essere opportunamente adattate ai particolari problemi (componente, usando le condizioni, ambiente, ecc) in esame. Dopo questo tipo di trattamento, le informazioni disponibili per la società potrebbe essere:

1. Modello di fallimento (se è disponibile), orientato come la conoscenza dello stato di avanzamento dell'affidabilità/ inaffidabilità, modalità di guasto che dipende dal tipo di variabile indipendente ("running-unit") della definizione del problema (tempo, km, ecc );

2. Tempo media prima di fallimento (MTTF) e / o il rateo di guasto e / o del numero di fallimento per definire l'intervallo, che sono tutti modi equivalenti per decidere di un valore medio di riferimento per l'affidabilità

3. La fiducia sulla validazione dei dati medi, parametro empirico che rende chiaro quanto la società è disposta a prendere in considerazione una media determinata d'affidabilità.

Reliability Analysis Center

In questo, come in altri manuali simili, per ogni tipologia di componente di riferimento, è stato riportato numero di errori che sono stati durante la registrazione migliaia (o milioni) di ore (o km) di funzionalità. Ulteriore indicazione definiscono ambiente sperimentale, come la qualità della componente industriale. Dal numero di errori ci stiamo avvicinando al tempo medio al fallimento e, formulare un'ipotesi di un modello esponenziale di fallimento, il tasso di guasto. In questo modo, utilizzando i dati di letteratura per i componenti simili che stanno lavorando in condizioni simili è possibile valutare rapidamente l'affidabilità dei componenti in cui ci sono interessi. Tuttavia, la validazione di questa previsione di affidabilità è troppo inferiore di equazione reale tra i componenti di interesse e quello referente da manuale. Per migliorare la predizione di affidabilità che è necessaria coinvolgere alcuni coefficienti di correzione che si considera (a livello d'importanza) il:

- Considerando che il nostro sistema – Collettore aria diesel, opera in modo che tutti i componenti al suo interno sono un gruppo unico che sta lavorando insieme nello stesso tempo, allora il fattore utilizzato è uno.



From Environment

ENVIRONMENT FACTOR											
	GB/GMS	GF	GM/MP	NS/NSB	NU/NH	AIC/AIT	AIF/AIA	AUC/AUT	AUF/AUA	ARW	SF
GB/GMS	X	0,5	0,2	0,3	0,1	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	1,2
GF	1,9	X	0,4	0,6	0,3	0,6	0,4	0,2	0,1	0,2	2,2
GM/MP	4,6	2,5	X	1,4	0,7	1,4	0,9	0,6	0,3	0,5	5,4
NS/NSB	3,3	1,8	0,7	X	0,5	1	0,7	0,4	0,2	0,3	3,8
NU/NH	7,2	3,9	1,6	2,2	X	2,2	1,4	0,9	0,5	0,7	8,3
AIC/AIT	3,3	1,8	0,7	1	0,5	X	0,7	0,4	0,2	0,3	3,9
AIF/AIA	5	2,7	1,1	1,5	0,7	1,5	X	0,6	0,4	0,5	5,8
AUC/AUT	8,2	4,4	1,8	2,5	1,2	2,5	1,6	X	0,6	0,8	9,5
AUF/AUA	14,1	7,6	3,1	4,4	2	4,2	2,8	1,7	X	1,4	16,4
ARW	10,2	5,5	2,2	3,2	1,4	3,1	2,1	1,3	0,7	X	11,9
SF	0,9	0,5	0,2	0,3	0,1	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	X

QUALITY FACTOR					
QUALITY CLASS MIL - 338					
		To Quality Class			
PART QUALITY		Space	Mil	Ruggedized	Com
From Quality Class	Space	X	0,8	0,5	0,2
	Mil	1,3	X	0,6	0,3
	Ruggedized	2	1,7	X	0,4
	Com	5	3,3	2,5	X

Durante il calcolo dell'affidabilità dei componenti è stato iniziato con presunzioni che la traduzione e la scelta di componenti adeguati base di dati sono buoni. Questo tempo di funzionamento, rateo di guasto, e la popolazione dei componenti che è stato utilizzato per prove sperimentali sono adeguate per i componenti di interesse.

Tutte queste forme e dubbi sono riassunte in un unico indice empirico della fiducia dei dati di affidabilità che rappresentano quanto l'azienda, può essere certa sulla previsione di affidabilità dei componenti particolare:

- **Alto livello di confidenza** indica l'eccellente qualità dei dati che sono già sulla disposizione e non è necessario fare altri studi più profondi.

- **Livello medio di confidenza** indica che i dati ottenuti non sono sufficienti per la definitiva conferma della previsione di affidabilità e potrebbe essere buono per procedere con ulteriori studi.

- **Basso livello di confidenza** indica che le informazioni che sono in possesso non sono sufficienti per confermare definitivamente la previsione di affidabilità ed ulteriore risorse di indagine, per cui l'analisi sperimentali e numerici sono necessari.

La scarsa fiducia dei dati di affidabilità per un componente, considerando che una delle funzioni da svolgere particolare componente apparire critica in comparazione con gli altri, porterà un nuovo necessario studio più profondo.

<b>HIGH- H</b>	<b>10</b>	<b>9</b>	<b>8</b>	<b>7</b>
Physical Component/ part in RAC	Identical name	Minor difference in the name	Family name with type of the part and functional description	Family name with type of the part description
Operation time/km (e6)	> 50 000	10 000 - 50 000	5 000 - 10 000	1000 - 5 000
Population	> 1 000 000	50 000 - 1 000 000	10 000 - 50 000	5 000 - 10 000
<b>MEDIAL - M</b>	<b>6</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	
Physical Component/ part in RAC	Family name, function description	Family name, no function description	Family name, material description	
Operation time/mile	500 - 1 000	100 - 500	< 100	
Population	1000 - 5000	500 - 1 000	< 500	
<b>LOW - L</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	
Physical Component/ part in RAC	Family name, no material description	Similar part	There is no similar part	
Operation time/mile	10 - 50	< 10	No data - <b>L</b>	
Population	10 - 50	< 10	No data - <b>L</b>	
Failure / Hrs h or Miles m (e6)	<b>High H</b>	<b>Medial M</b>	<b>Low L</b>	<b>Low L</b>
	0 - 50	50 - 100	> 100 and FR:	No data



## CONDOTTO ESTERNO (DEL COLLETTORE)

---

### IDEAZIONE DELLA PROVA

---

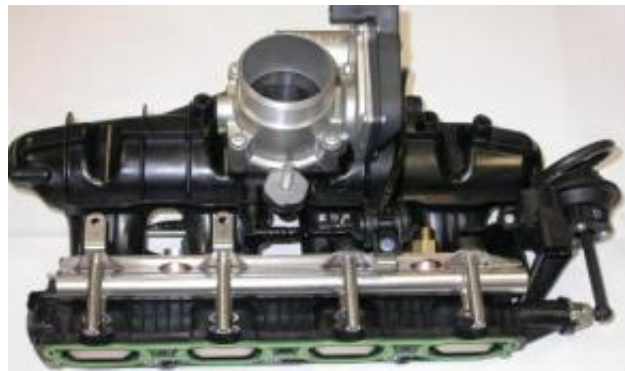
Questo capitolo riguarda un collettore d'aspirazione benzina (CAB) prodotto in materiale plastico che regola la turbolenza necessaria del flusso dell'aria in un motore automobilistico benzina. Lo scopo del lavoro è di riconoscere i punti di criticità, indicati come punti più esposti ad eventuali impatti accidentali provocati o dalla caduta del CAB stesso, che impattando da un'altezza minima contro il suolo, deve poter resistere all'urto, oppure impattando CAB con un corpo metallico come ad esempio, nella peggiore delle ipotesi, una chiave inglese con una forza modesta, non deve pervenire la rottura. Per simulare tutte queste condizioni si è resa necessaria una prova *ad hoc*.

Al fine di eliminare qualsiasi movimento, era necessario vincolarlo alla base della struttura prevista per l'impatto mediante l'ausilio di 2 piastre realizzate intorno alla geometria, e alla fine d'ottenere la superficie d'impatto perfettamente ortogonale alla punta del pattatore. I risultati ottenuti, alla fine delle prove, ci permetteranno di ricondurci sotto quali condizioni avviene la rottura. Integreremo quest'ultima nella metodologia dell'affidabilità che generalizzi quanto visto per il campione in prova con quella specifica.

### DESCRIZIONE DEL COLLETTORE ARIA BENZINA - CAB

---

La crescente necessità di ridurre i consumi e le emissioni dei veicoli che circolano nel mondo, richiede una sempre maggiore capacità di produrre e gestire sistemi di controllo motore precisi ed affidabili. Collettori ad aspirazione area, sono i condotti che alimentano i cilindri di aria. Esistono essenzialmente due tipologie di collettori aria, collettori aria statici e dinamici. Collettori ari statici, famiglia comprende i tradizionali collettori ma anche i collettori integrati con altri componenti del motore (filtri, canniste, tubi, EGR, copertura della testata del motore, etc.). Questo tipo d'integrazione riduce il costo complessivo del prodotto. I collettori statici sono realizzati sia in plastica che in alluminio. Il collettore aria dinamici, per ottenere migliori prestazioni e minori emissioni è possibile ricorrere a collettori (in plastica) dotati di farfalline, utili per controllare gli effetti di turbolenza, dinamicamente. Il collettore da noi analizzato, rappresenta uno dei modelli dei collettori aria benzina dinamici. Tali collettori trovano, in particolare, applicazione nei motori a benzina ad iniezione diretta e turbo. Si producono in materiale termoplastico, di tipo "dinamico" con funzione farfalline per effetto "tumble" che migliora le prestazioni dei motori benzina. L'attuazione è di tipo pneumatico con feed-back sulla posizione farfalle tramite sensore senza contatto, montate su un alberino che ruota all'interno di boccole di metallo antifrizione, oppure su cuscinetti a rotolamento a rullini o a sfere. La farfalla è richiamata in chiusura da una molla torcente: si utilizzano sistemi che garantiscono il funzionamento del ritorno anche in caso di rottura di una molla, per evitare appunto il pericolo che il motore rimanga con il gas aperto.



**MATERIALI**

Passiamo ora ad esaminare la composizione fisica del CAB, partendo dal materiale di cui è costituito, fino ad arrivare al processo tecnologico di realizzazione del pezzo, così da riuscire ad evidenziarne gli aspetti positivi e negativi legati ad esso.

Typical values at 23°C <sup>1)</sup>	Test method <sup>2)</sup>	Unit	Values <sup>3)</sup>
<b>Properties</b>			
Polymer abbreviation	-	-	<b>PA66-GF35</b>
Density	ISO 1183	kg/m <sup>3</sup>	<b>1410</b>
Viscosity number (0.5% in 96 % H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> )	ISO 307, 1157, 1628	cm <sup>3</sup> /g	<b>145</b>
Moisture absorption, equilibrium 23°C/50% r.h.	similar to ISO 62	%	<b>1.4 - 1.8</b>
Water absorption, saturation in water at 23°C	similar to ISO 62	%	<b>4.7 - 5.3</b>
<b>Processing</b>			
Melting point	ISO 11357-1/-3	°C	<b>260</b>
Melt volume-flow rate MVR	ISO 1133	cm <sup>3</sup> /10min	<b>35</b>
Temperature	ISO 1133	°C	<b>275</b>
Load	ISO 1133	kg	<b>5</b>
Melt temperature, injection moulding/extrusion	-	°C	<b>280 - 300</b>
Mould temperature, injection moulding	-	°C	<b>80 - 90</b>
Moulding shrinkage, constrained <sup>4)</sup>	-	%	<b>0.5</b>
<b>Flammability</b>			
UL 94 rating at 1,6 mm thickness	UL 94	class	<b>HB</b>
Automotive materials (Thickness >= 1mm)	-	-	<b>+</b>
<b>Mechanical properties</b>			
			<b>dry / cond.</b>
Tensile modulus	ISO 527-1/-2	MPa	<b>11500 / 8500</b>
Stress at break	ISO 527-1/-2	MPa	<b>210 / 150</b>
Strain at break	ISO 527-1/-2	%	<b>3 / 5</b>
Tensile creep modulus, 1000 h, strain <= 0.5%, 23°C	ISO 899-1	MPa	<b>* / 6600</b>
Flexural modulus	ISO 178	MPa	<b>10000 / 8000</b>
Flexural strength	ISO 178	MPa	<b>300 / 240</b>
Charpy unnotched impact strength (23°C)	ISO 179/1eU	kJ/m <sup>2</sup>	<b>95 / 105</b>
Charpy unnotched impact strength (-30°C)	ISO 179/1eU	kJ/m <sup>2</sup>	<b>75 / -</b>
Charpy notched impact strength (23°C)	ISO 179/1eA	kJ/m <sup>2</sup>	<b>14 / 22</b>
Charpy notched impact strength (-30°C)	ISO 179/1eA	kJ/m <sup>2</sup>	<b>12 / -</b>
Izod notched impact strength 1A (23°C)	ISO 180/1A	kJ/m <sup>2</sup>	<b>14 / 18</b>
<b>Thermal properties</b>			
HDT A (1.80 MPa)	ISO 75-1/-2	°C	<b>250</b>
HDT B (0.45 MPa)	ISO 75-1/-2	°C	<b>250</b>
Max. service temperature (short cycle operation) <sup>5)</sup>	-	°C	<b>240</b>
Temperature index at 50% loss of tensile strength after 5000 h	IEC 216	°C	<b>175</b>
Temperature index at 50% loss of tensile strength after 20000 h	IEC 216	°C	<b>145</b>
Coefficient of linear thermal expansion, longitudinal (23-80)°C	ISO 11359-1/-2	E-4/°C	<b>0.15 - 0.2</b>
Coefficient of linear thermal expansion, transverse (23-80)°C	ISO 11359-1/-2	E-4/°C	<b>0.6 - 0.7</b>
Thermal conductivity	DIN 52612-1	W/(m K)	<b>0.35</b>
Specific heat capacity	-	J/(kg*K)	<b>1500</b>
<b>Electrical properties</b>			
			<b>dry / cond.</b>
Relative permittivity (1 MHz)	IEC 60250	-	<b>3.5 / 5.7</b>
Dissipation factor (1 MHz)	IEC 60250	E-4	<b>200 / 3000</b>
Volume resistivity	IEC 60093	Ohm*m	<b>1E13 / 1E10</b>
Surface resistivity	IEC 60093	Ohm	<b>* / 1E10</b>
Comparative tracking index, CTI, test liquid A	IEC 60112	-	<b>450</b>

Il CAB è realizzato in materiale composito appartenente alla famiglia dei poliammidi. L'azienda fornitrice è la BASF. La nomenclatura utilizzata dalla stessa per identificare il materiale è "ULTRAMID A3WG7 con la sigla del polimero specifico "PA66-GF35". E' un materiale base polimerico, con un 35%

in massa di fibre di vetro che fanno da rinforzo. E' stato eseguito un trattamento termico per generare una maggiore resistenza all'invecchiamento. Il collettore è realizzato per stampaggio in due parti, saldate tra di loro per vibrazione senza altri trattamenti termici. Le caratteristiche del materiale sono evidenziate nella scheda sopra indicata.

La scelta del materiale polimerico è stata effettuata al fine di rendere sensibilmente minori i pesi dell'oggetto in questione, e contemporaneamente aumentare l'affidabilità cercando di apportare un controllo più accurato sia in fase progettuale che realizzativa, non dimenticando che il CAB deve anche godere di una certa resistenza meccanica, visto che su di esso vengono collegati mediante organi di tenuta diverse parti meccaniche quali: corpo farfallato, la tenuta degli iniettori, l'organo pneumatico che regola la posizione delle farfalle che generano le turbolenze all'interno dei cilindri, ed in fine le farfalle stesse, tenute insieme da un alberino in acciaio.

---

### IMPATTO CONTRO COLLETTORE (CAB 230)

---

Resistenza agli urti di componenti in composito di solito è studiato attraverso una serie di sonde sperimentali in cui viene colpito il componente di simulazione, e la resistenza all'urto è descritta dalle forze che causano la creazione di fratture e la perforazione della struttura indagata. Tuttavia, queste forze dipendono dalle caratteristiche di simulazione e l'impatto, e quindi, non rappresenta di per sé le caratteristiche della struttura indagata. Questa parte della tesi riguarda l'analisi dei risultati ottenuti da studi sperimentali di prove d'urto del collettore di aspirazione aria realizzato in materiale composito PA6.6 con il 35% di fibre di vetro. L'analisi consiste calcolo delle varie grandezze cinematiche e dinamiche durante l'impatto sperimentale, con l'obiettivo ultimo di studiare le possibilità alternative per la descrizione di resistenza agli urti di strutture composite.

Materiali compositi consistono due o più materiali combinati nel modo che materiali individuali si possono facilmente distinguere. Maggior parte dei materiali compositi ha due materiali consistenti: matrice e rinforzo. Rinforzo è di solito molto più resistente e duro della matrice, e dà ai compositi buone proprietà. La matrice tiene in ordine campione, e siccome i rinforzi sono di solito discontinui, la matrice aiuta anche a trasmettere il carico tra i rinforzi.

I materiali compositi sono ampiamente utilizzati nei settori aerospaziali e automotive, sia per le loro proprietà materiali (bassa densità, elevata rigidità e robustezza, resistenza agli agenti chimici e ambientali), la potenziale progettazione strutturale (capacità di progettare materiali con proprietà desiderata anisotropico meccaniche) e vantaggi di fabbricazione (risparmio energetico dovuto alle temperature e pressioni bassa produzione, componenti sagomati complicato può essere stampato in un unico processo invece di essere realizzati da componenti), sostituendo con successo non solo acciaio, ma anche di leghe leggere in strutture meccaniche.

L'applicazione dei materiali compositi in ingegneria meccanica è limitata dalla scarsa traversa e le proprietà di taglio dei materiali compositi unidirezionali, che sollevano preoccupazione per il loro comportamento all'impatto. Essendo che la sicurezza è una delle principali priorità nel settore automobilistico, le prestazioni crash dei veicoli è uno degli aspetti più importanti del comportamento strutturale sia per i produttori e consumatori, rendendo la ricerca di impatti ad alta velocità dei compositi rilevanti per l'industria automobilistica. Inoltre, l'impatto a bassa velocità il comportamento dei compositi è anche d'interesse per l'industria automobilistica a causa della varietà di colpi

accidentali da quali parti e componenti auto sono esposti a condizioni di sfruttamento, come è il caso con lo strumento-caduta durante le operazioni di produzione e manutenzione. Il comportamento d'impatto a bassa velocità ha una particolare importanza perché è stato dimostrato che gli impatti a bassa velocità possono causare danni interni dentro la struttura dei compositi, che, anche se invisibile, può ridurre seriamente la capacità di carico del materiale. La migliore comprensione di un impatto sulle prestazioni, i progettisti automobilistici è di progettare e testare i prodotti compositi in modo più conveniente.

La teoria del comportamento dell'impatto di compositi non è ancora sviluppata, non esiste ancora un modello costitutivo in grado di descrivere il passaggio da un non danneggiato ad un materiale danneggiato e ulteriori progressioni del danno. Inoltre, nonostante i numerosi sforzi e decenni lunghe attività sperimentali, molti aspetti del comportamento dell'impatto di compositi sono ancora studiati e compreso dai ricercatori. Tali state-of-the art è causato da struttura complessa e la versatilità dei materiali compositi che richiedono studi del problema dal punto microscopico, demoscopico e macroscopico di vista.

Ricerca sperimentale di cui sopra ha rivelato che i danni causati dall'impatto di un fenomeno complesso, perché danno che proviene d'impatto appare in molteplici forme di meccanismi di danno: 1) modo matrice, dove la spaccatura occorre in parallelo alle fibre dovuta a tensione, di compressione o di taglio, 2) modo di de laminazione- prodotto da interlaminazione sollecitazioni di compositi laminati 3) modo fibre – quando nelle fibre in tensione e in fibre di compressione si verificano la instabilità e 4) la penetrazione- quando il dispositivo di impattatore perfora completamente la superficie di impatto.

Danneggiamento della matrice di solito prende la forma di matrice di cracking, ma anche debonding tra fibra e matrice. Crepe nella matrice si verificano a causa di proprietà miasmatica tra fibra e matrice, e di solito sono orientate in piani paralleli alla direzione delle fibre in strati unidirezionali.

La delaminazione si manifesta come una crepa che corre nella zona ricca di resina tra strati di fibre orientati in modo difendente, e non tra le lamina dello stesso gruppo piegato.

Modalità di guasto delle fibre si verificano in genere molto più tardi nel processo di frattura di matrice come fessurazioni e distacchi. E' dovuta a sollecitazioni localmente forti e ha gli effetti indentazione (principalmente governati da forze di taglio) e, sul lato non colpito, a causa delle alte sollecitazioni di flessione. Rottura della fibra è un precursore di penetrazione catastrofica.

E 'stato dimostrato che la presenza di matrice di micro-fessure non ha un forte effetto sulla rigidità laminato durante l'urto. Tuttavia, le crepe nella matrice sono punti di de laminazione e la rottura della fibra che cambia la rigidità locale e globale delle lastre e modifica la curva forza-spostamento. Ça Soglia di de laminazione carichi (Delamination Threshold Loads -DTLS) può essere riconosciuta dalla risposta carico-spostamento, come il livello di carico per il quale una goccia di carico improvviso si verifica a causa di danni rilevanti.

Diversamente il meccanismo descritto in precedenza, la penetrazione è un modo macroscopico del fallimento e si verifica quando il fallimento della fibra raggiunge una misura critica, consentendo al dispositivo di penetrare completamente il materiale composito. La ricerca d'impatto con la penetrazione è concentrata soprattutto sulla gamma di balistica, ma alcuni lavori di basso velocità d'impatto è stata eseguita. Cantwell e Morton dimostrano che la soglia dell'energia d'impatto di

penetrazione aumenta rapidamente con spessore del provino per la plastica rinforzata con fibre di carbonio (CFRP - *carbon fiber-reinforced plastic*).

E' molto importante individuare le modalità di cedimento, perché questo produrrà informazioni non solo per l'evento d'impatto, ma anche per quanto riguarda forza residua della struttura. L'interazione tra modalità di guasto è anche molto importante per capire i danni e modalità d'iniziazione di propagazione.

La natura complessa dei danni provocati d'impatto di compositi ha due conseguenze importanti:

- i) Non esiste alcuna descrizione del unico quantitativo danno dovuto all'impatto misurato per l'impatto di strutture composite e
- ii) Non esiste alcuna singola tecnica di calcolo elaborata per rilevare e quantificare i meccanismi di danno in materiali compositi.

Comportamento d'impatto di strutture realizzate in composito è di solito quantificato attraverso la resistenza al danno durante impatto (Impact Damage Resistance- IDR) e tolleranza ai danni d'impatto (Impact Damage Tolerance- IDT). Resistenza ai danni durante impatto (IDR) definisce generalmente una serie di misure che descrivono non solo il carico massimo di una struttura di compositi in grado di sostenere senza subire danni apprezzabili, ma anche il carico massimo a cui si raggiunge la capacità portante di una struttura composita. In un'indagine di laminati compositi è stabilito che IDR compone di due elementi distinti, vale a dire, la resistenza alla comparsa di de laminazione e la sua propagazione successiva, e la resistenza alla fibra. IDT, al contrario, valuta la capacità di danneggiare strutture composite a trattenere residua resistenza a compressione in termini di una misura di danno che è idealmente la stessa di quella utilizzata in IDR

Ci sono diverse tecniche d'analisi d'impatto sviluppate per la ricerca sperimentale di resistenza agli impatti dei materiali compositi, come oscillazione del pendolo di *drop-weight* e metodi di pistola ferroviari supportati e utilizzati come metodi di prova in caso d'impatti con la bassa velocità. Uno dei più semplici, metodi di ricerca ma molto potente per l'indagine del comportamento dell'impatto di strutture in composito è prova di caduta di peso, in cui impattatore di massa nota cade dall'alto sulla indagata struttura, che è supportato in modo adeguato che dipende dal obiettivo delle inchieste. L'impattatore è strumentato con i sensori che permettono di misurare la forza e che consentono la registrazione di variazioni di forza durante l'impatto. La quantità di altro parametro che si possa misurare in termini d'impatto di caduta di peso è la velocità del dispositivo di simulazione immediatamente sopra la superficie di urto, che consente di calcolare direttamente l'energia iniziale e finale dell'impattatore. Impattatori di solito sono fatti di acciaio dolce, al fine di comportarsi durante gli impatti come corpi rigidi, rispetto alle strutture composite.

I vantaggi di utilizzare un impatto strumentato drop-test peso sono:

- 1- L'inizializzazione e lo sviluppo di danni durante l'urto possono essere identificata da un impatto registrato con la curva forza-tempo
- 2- Diversi parametri d'impatto possono essere esaminati.
- 3- Vasta gamma delle energie cinetica dell'incidente può essere ottenuta modificando altezza di caduta e la massa dell'impattatore.

La natura e la portata dei meccanismi di danno derivanti ai test di caduta sono interessate da un gran numero di parametri quali la forma e la massa di urto, velocità d'impatto, i tipi di fibra e matrice, il

trattamento interfacciale, frazione di volume di fibre, layup, geometria del laminato, condizioni al contorno e anche pre-stress della struttura considerata composito.

L'impatto a bassa velocità calo di peso, sono considerati come processi quasi - statici, il criterio per gli impatti a bassa velocità è studiato e discusso per qualche tempo, ed è quantitativamente più chiaramente articolato attraverso la richiesta che l'intera area della struttura al di sotto d'impattore subisce circa deformazione uniforme, la richiesta può essere espressa dall'equazione che la bassa velocità deve soddisfare la condizione  $v \ll c \cdot \epsilon_c$  dove  $c$  sta per velocità del suono, e  $\epsilon_c$  per la tensione della rottura del materiale.

Prova di caduta di peso è di solito metodo industriale per collaudo delle strutture in composito. La procedura di test è standardizzata da norme internazionali in materia industriale, ma è in alcuni casi un oggetto di accordo tra produttore e cliente. In queste ultime procedure, la forza sperimentalmente determinata e ispezione visiva del danno, sono utilizzati come criteri per la stima dell'impatto del comportamento delle strutture in composito. E' stato dimostrato nella ricerca di materiali compositi laminati che, durante gli urti a bassa velocità, la curva della forza d'urto contro il spostamento consentono l'identificazione delle due soglie: il prima forza del danno e la forza massima. I loro valori rimangono sostanzialmente costanti con l'energia d'impatto, se l'energia d'impatto è sufficientemente grande per permettere la forza di raggiungere le soglie. Inoltre, la stessa ricerca ha dimostrato che è possibile definire due parametri di interesse per il progettista: l'energia di impatto di saturazione (cioè la massima energia sopportabile dal materiale senza perforazione) e il grado di danno (cioè il rapporto tra l'energia dissipata e totale l'energia di impatto). In alcuni articoli si possa trovare già definito un parametro di danneggiamento,  $D$ , che può essere stimato con la seguente espressione:  $D = 1 - E^*/E$ , dove  $E^*$  è la corrente rigidità e  $E$  è la rigidità iniziale, e ha il valore per il materiale non danneggiato.

### ATTREZZATURA UTILIZZATA

Le prove d'impatto sono state eseguite utilizzando una macchina di drop-weight. Dotato di un dispositivo elettro-ottici, per la misurazione della velocità iniziale e finale dell'impattore e con una cella di carico piezoelettrica collegato all'impattore, per la misura della avvenimenti della forza di contatto. La testa dell'impattore ha la forma di semisfera con il 12,7 mm di diametro. Collisioni multiple sono state evitate per mezzo di un sistema elettromagnetico di frenata. La massa della sfera è di  $1,22 \pm 0,01$  kg. Secondo i risultati descritti nello stesso articolo, dimostrano che le forze che provoca i danneggiamenti non dipende da energia di impatto. L'altezza iniziale è stata mantenuta costante durante l'esperimento, a livello di  $h = 0,8$  m, corrispondente ad un potenziale energetico nominale di circa 10 J, anche in accordo con la procedura di test definiti dai produttori del





componente CAB (Magnetit Marelli). Per l'altezza prescelta, la velocità d'impatto di caduta libera è facilmente calcolata a circa 4 m / s, ed essendo che la velocità iniziale d'impatto può essere solo più piccola d'impatto sulla velocità di caduta libera, è facile concludere che l'impatto nell'esperimento possa essere considerato l'impatto a bassa velocità, e trattato come processo meccanico quasi - statico. I campioni CAB sono stati fissati con le viti all'appostamento progettato, e il fissatore è stato a sua volta fissato alla base della macchina d'urto da fascette. I dati di misura sono stati acquisiti a 100 kHz frequenza di campionamento, senza ulteriori filtri. La ragione per l'assenza di filtraggio è stata quella di considerare le velocità del suono in Ultramid e acciaio, così come le dimensioni longitudinale e laterale di simulazioni del CAB, può essere stimato approssimativamente che le frequenze proprie del CAB sono nell'intervallo da 2,5 a 25 kHz, mentre le frequenze proprie d'impattatore saranno nel ambito di 550 kHz. Tale stima risulta che, mentre la notevole quantità di "ringing" a causa della reazione d'impattatore su se stesso può essere previsto, non è possibile utilizzare "low-pass" filtri nel considerata prova per la separazione di risposta della struttura CAB. Questa conclusione va in linea con le raccomandazioni letti nei vari articoli. Gli impatti sono stati ripetuti con impattatore rilasciato dalla stessa altezza fino a quando la penetrazione non si è verificata in ciascuno dei punti sottoposti a prova di struttura CAB.

---

### PROVE SPERIMENTALI

---

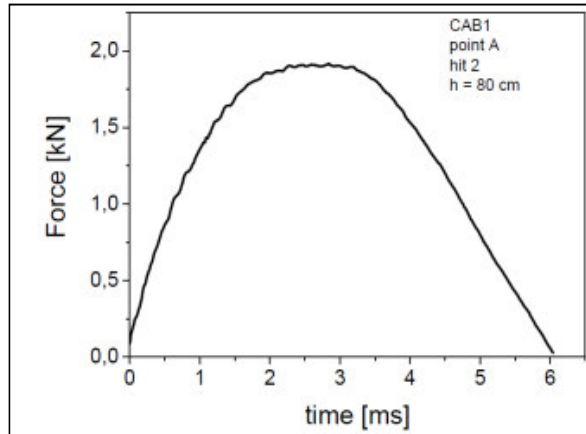
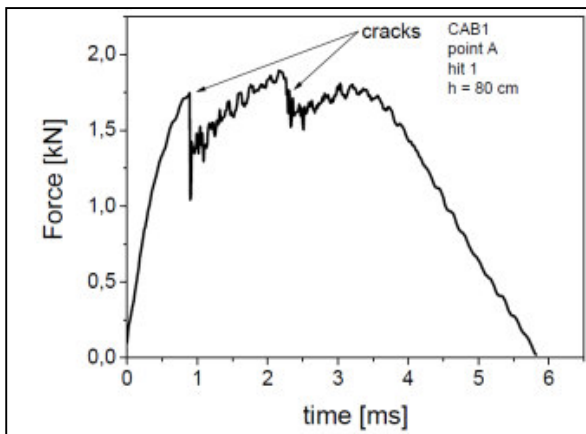
I collettori di aspirazione CAB sono fabbricati da composti Ultramid stampaggio, che rappresentano un composito costituito da PA66 poliammide con il 35% di fibre di vetro. Il pezzo è stato prodotto con processo di stampaggio ad iniezione, e fibre di vetro sono orientate nella direzione generale del flusso. La densità nominale e modulo di elasticità del materiale a temperatura ambiente, che si tiene durante l'esperimento, sono rispettivamente  $\rho = 1410$  kg/m<sup>3</sup> ed  $E = 11,5$  GPa, che porta ad una stima della velocità delle onde meccaniche longitudinali nel materiale di 2.890 m / s. Ulteriori caratteristiche meccaniche del questo materiale si trovano nel capitolo precedente. Il materiale è caratterizzato con la tensione di rottura comparativamente



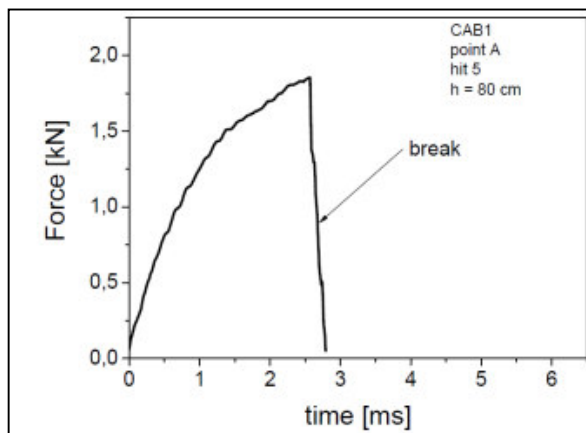
molto elevata, il 3-5%, che combinata con la velocità stimata di onde meccaniche longitudinali porta ad un limite massimo stimato per l'impatto a bassa velocità di 90 m / s. Prove di impatto sono state effettuate su otto campioni differenti di CAB e su ciascuno di essi è stata testata la resistenza all'urto in quattro punti, denominati A, B, C e D, che si trova alla fine della parte piana di quattro ingressi diversi di collettore di aspirazione dell'aria, come è dimostrato nella figura sopra. Selezione dei punti è stata fatta in conformità con la procedura di prova definiti dall'azienda, e l'influenza della geometria del componente sta per essere discusso in separato documento, dedicato alla procedura stessa. Tuttavia, si noterà qui che i risultati non hanno evidenziato alcuna differenza significativa tra le forze misurate durante gli urti eseguiti nei punti A, B, C e D. Sembra che l'influenza delle differenze nella geometria dei dintorni dei punti, causata da diverse posizioni di fissaggio sulla insenatura, è trascurabile, e che il fattore dominante che influenza la resistenza all'urto del componente è lo spessore del materiale. Pertanto, ai fini dell'analisi presentata, i punti A, B, C e D saranno considerati equivalenti.

## RISULTATI OTTENUTI DALLE PROVE SPERIMENTALI

I risultati sperimentali hanno mostrato tre comportamenti caratteristici delle strutture considerate CAB durante le prove d'impatto, con diagrammi della forza tipici mostrati nelle figure successive.

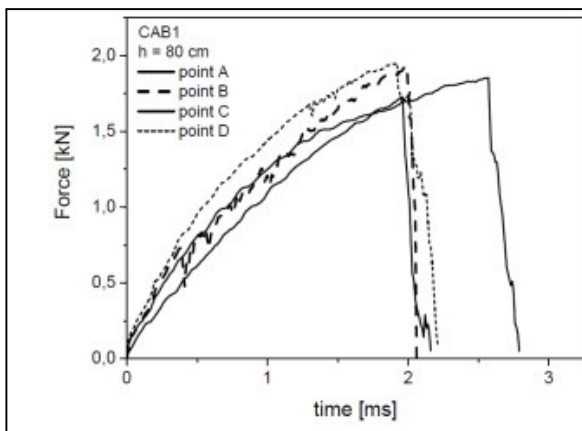
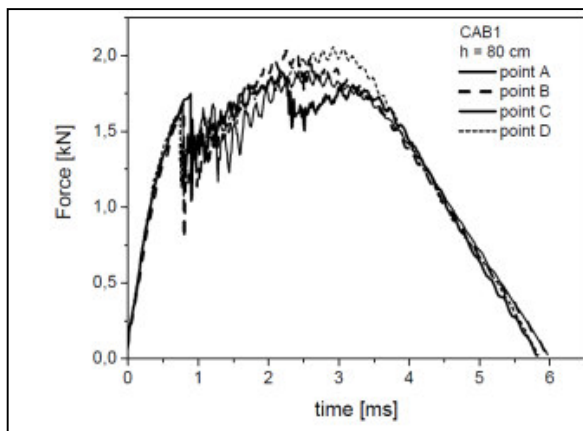
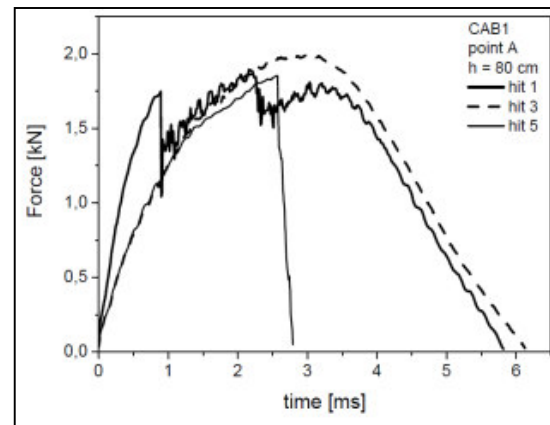


La prima figura dimostra la forza del primo impatto contro la struttura del collettore nel punto considerato. Due punti sporgenti della forza sono visibili, e indicano un guasto dei materiali compositi. Entrambi sono seguiti con oscillazioni della forza di contatto con gli spettri di frequenza che mostrano la presenza di vibrazioni sia d'impattatore sia nel collettore CAB. In generale, il secondo fallimento non ha tale forte calo della forza di contatto, come quello presentato nella seconda figura sopra, ma è presente nella maggior parte dei primi scatti della forza registrata del primo impatto a un certo punto definito. La durata degli effetti è di circa 6 ms e la forza massima misurata è 1,9-2,1 kN. Secondo figura dimostra la forza degli impatti tra il primo e l'ultimo colpo nel punto considerato. La storia si caratterizza per la stessa durata e massima forza, come nel caso del primo colpo, ma il materiale non mostra alcun segno visibile di fallimenti, e solo le vibrazioni deboli delle strutture CAB sono rilevabili mediante analisi spettrale della forza misurata. In alcuni casi, fallimenti sorgono tra il primo e il secondo colpo, ma a questi fallimenti non modificano il comportamento ulteriormente l'impatto della struttura considerata. Lato destro dimostra la forza dell'ultimo impatto, con la struttura nel punto considerato, l'impatto che provoca la penetrazione di urto attraverso la struttura CAB. L'effetto dura tra 2 e 3 ms, e la forza nel momento della perforazione è di circa 10% più piccola durante i successi precedenti. E' importante sottolineare che le variazioni della forza durante gli urti, che precedono l'impatto con perforazione, non mostrano alcun segno di un indebolimento della struttura che causa guasto strutturale durante l'impatto con la penetrazione; inoltre, anche la variazione della forza nel corso della parte iniziale (circa una durata compresa tra 1 e 2 millisecondi) dell'impatto con la penetrazione è lo stessa che durante i successi impatti e, senza alcun anticipatore di guasto in arrivo. Comparazione degli impatti realizzati nello stesso punto previsto su collettore area benzina- CAB è presentata nella figura seguente:





Le curve indicate nella figura di sopra mostrano diagrammi delle stesse forze delle tre figure precedenti, ma questa volta si sono mostrati insieme per dimostrare la forza della avvenimenti di corrispondenza tra il fallimento iniziale e finale della struttura. E' visibile che la resistenza meccanica del materiale scende bruscamente dopo il primo fallimento, e diminuisce gradualmente immediatamente prima della perforazione definitiva della struttura. Tra questi due eventi, che non hanno precursori evidenziati chiari, la struttura si comporta in modo notevolmente ripetibile. Di conseguenza, com'è stato anche osservato in precedenza, gli insuccessi registrati tra il primo e l'ultimo rottura del materiale non cambiano il suo comportamento dell'impatto.



Nelle altre due figure sono presentati i valori ottenuti del primo ed l'ultimo colpo durante impatto nei diversi punti degli stessi campioni CAB: mentre i dati registrati durante i primi impatti in punti diversi si sovrappongono completamente, c'è una piccola, ma notevole differenza tra le storie temporali dei colpi penetranti: si può osservare che nei punti in cui la resistenza meccanica della struttura è stata maggiore, le forze di perforazione sono stati anche un po' più alte e la perforazione si verifica generalmente più veloce. Tuttavia, nessuna chiara spiegazione si trova ancora per le differenze osservate notate durante il colpo penetrante. Il numero di colpi necessari per causare una perforazione della struttura varia notevolmente da campione a campione e da punto a punto, anche se può essere inizialmente immaginato che lo spessore del campione contribuisce. Le occorrenze del numero di visite fino a quando la perforazione sono riportate nella tabella.

I risultati sono di grandi dimensioni che illustrano la deviazione dei risultati sperimentali ottenuti ed il fatto che il numero di colpi necessari per la perforazione della struttura di cui al punto D è maggiore rispetto ad altri punti, tuttavia, la variazione considerazioni di geometria della struttura del collettore e anche dello spessore del materiale non ha rivelato spiegazione valida per la tendenza osservata.

	Avg	Std Dev
A	2.13	1.46
B	1.63	0.74
C	2.00	0.76
D	5.00	4.14

## **SIMULAZIONI NUMERICHE D'IMPATTO**

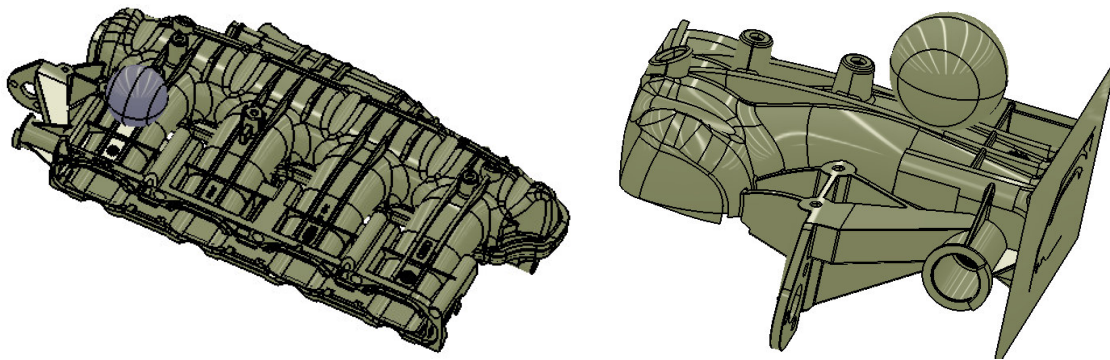
---

Prove d'impatto sono spesso usate in validazione del progetto dei prodotti industriali per determinare la resistenza dei componenti meccanici ad urti accidentali. Tali controlli sono eseguiti secondo le norme specifiche, determinare con esattezza le caratteristiche della struttura come risposta a differenti condizioni sperimentali, come l'energia dell'urto, alla posizione del punto d'impatto, ecc. Questi test sono adatti ai fini del controllo di qualità industriale, ma può essere utilizzato anche per un'analisi più approfondita delle proprietà dei materiali, permettendo a vedere al di là della comprensione dei fenomeni superficiali.

Questo sotto capitolo, contiene i contenuti di alcuni studi numerici relativi all'applicazione di una procedura non standard per la validazione di resistenza all'urto in componenti utilizzati nel settore automobilistico. Lo studio sperimentale, descritto nel precedente capitolo, consisteva le misurazioni della forza che agisce sull'elemento indagato durante gli urti multipli, con diverse energie e punti d'impatto. Per verificare, se le prove sperimentali possono essere sostituite con le simulazioni numeriche, in modo di accelerare la ricerca e ridurre i costi, si è presa in considerazione la realizzazione di alcune simulazioni numeriche.

Qui sarà riportato l'approfondimento dell'aspetto di applicazioni delle simulazioni numeriche sul fenomeno d'impatto sui materiali compositi. Il comportamento d'impatto dei compositi rinforzati con le fibre (in nostro caso fibre di carbonio), è molto più complessa di comportamento dei materiali convenzionali con la matrice metallica a causa di un certo numero di diversi modi di guasto. Nelle ricerche precedenti e quelle riportate degli articoli sotto citati, la ricerca di solito è andata in direzione degli studi dei materiali compositi con i modelli molto semplificati. Di solito, per tutti gli studi d'impatto sui materiali compositi è stato usato modello semplificato, di solito un rettangolo sopra di quale avviene l'impatto. Invece qui la simulazione d'impatto avverrà sul componente industriale, non semplificato. Inoltre tutte le ricerche trovate fin adesso, trattano il discorso di delaminazione. In caso di condotto esterno del collettore, non possiamo parlare di laminazione per un semplice fatto che la struttura esaminata è solida da punto di vista di materiale. Non rappresenta un semplice esempio di materiale composito rinforzato con le fibre. Lo stesso processo di realizzazione (descritto sopra) del collettore area benzina spiega il fatto che il materiale PA66 è soltanto rinforzato con le fibre di carbonio ma loro stesse non sono inserite in maniera uniforme durante il processo di realizzazione del componente. Così, non possiamo studiare questo componente di un materiale che ha le caratteristiche meccaniche diverse nelle diverse direzioni. Qui abbiamo, in sostanza, un materiale composito, "solido" che ha le caratteristiche meccaniche uguali nelle tutte le direzioni, e come questo sarà studiato.

Le caratteristiche meccaniche usate per la simulazione numerica del condotto esterno, sono le stesse date nel sotto capito recedente. Mentre la sfera è stata modellata con materiale rigido, e le caratteristiche meccaniche ( $\rho$ ,  $E$ ,  $\nu$ ) dell'acciaio.



Accanto alle investigazioni sperimentali sul comportamento dell'impatto sui compositi, tante simulazioni numeriche agli elementi finiti (FE) hanno un ruolo crescente nello sviluppo ingegneristico. Le convalidazioni venute dalle simulazioni numeriche non solo che consentono di eseguire un'analisi dettagliata delle distribuzioni delle tensioni e progressione del danno nei compositi durante l'evento d'impatto, ma anche consentono di eseguire lo studio dei parametri produttivi per quanto riguarda le geometrie, le condizioni di carico o configurazione dello stesso materiale composito.

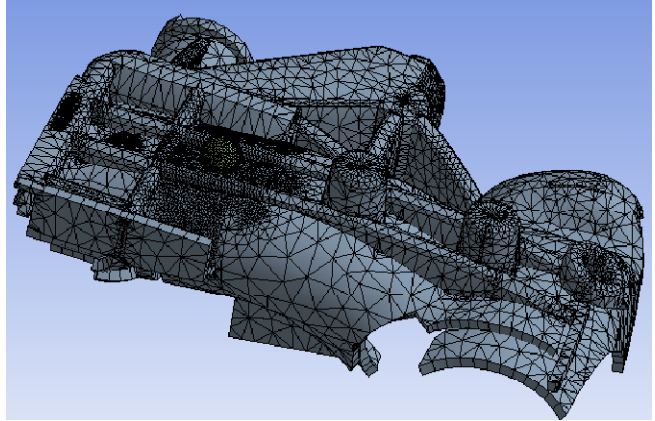
In questa parte del capitolo che riguarda le prove d'urto saranno riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche agli elementi finiti e loro comparazione con i risultati sperimentali. Per quanto riguarda gli standard, delle prove sperimentali, l'impattatore (la sfera) è stato caratterizzato da dimensioni ridotte rispetto a quello prescritto dalla procedura standard, e gli impatti sono stati situati sia in standard e non standard punti. Dopo aver esaminato le prove sperimentali, si è concluso che il comportamento della struttura, dopo l'impatto, è quasi uguale nei tutti i punti del condotto esterno del collettore. L'unico parametro che poteva dare la differenza nei risultati sarebbe lo spessore delle superfici del condotto. La geometria del condotto esterno è tale di non poter raggiungere con misuratore i punti d'impatto per poter rilevare il valore dello spessore nei punti d'interesse. La verifica dell'influenza dello spessore si è raggiunta tramite le simulazioni numeriche, ma anche questo ha mostrato di non essere di troppa rilevanza per i risultati. Tenendo tutto questo, sopra descritto, in conto, è stata realizzata una simulazione numerica d'impatto della sfera contro il condotto esterno. Il diametro della sfera, usata per le simulazioni numeriche e lo stesso usato nelle prove sperimentali dell'impatto.

Il software utilizzato per tutte le simulazioni numeriche è stato ANSYS WorkBench tramite una simulazione transitoria. È possibile eseguire una analisi transitorio strutturale (chiamata anche analisi tempo-storia) nella ambito di meccanica, attraverso solutore ANSYS Mechanical. Questo tipo di analisi è utilizzato per determinare la risposta dinamica di una struttura sotto l'azione di eventuali carichi generali dipendenti dal tempo. Si può usare per determinare gli spostamenti che variano nel tempo, deformazioni, le sollecitazioni e le forze in una struttura in quanto risponde alle eventuali carichi transitori.

Il passaggio dal modello matematico a un modello discreto all'inizio non era così banale. Poiché la superficie del condotto esterno è realizzata di tante superfici piccole, si è pensato di proseguire con la realizzazione del modello agli elementi finiti, usando i elementi bidimensionali. Ma il fatto che lo spessore delle superfici cambia nelle piccole distanze dell'intero condotto, si è proseguito con gli elementi tridimensionali, come quelli "tetra". La mesh realizzata consiste 3297 nodi e 47899 elementi con la sfera d'influenza del raggio di 20mm nella zona dell'impattatore. Il modello usato durante le

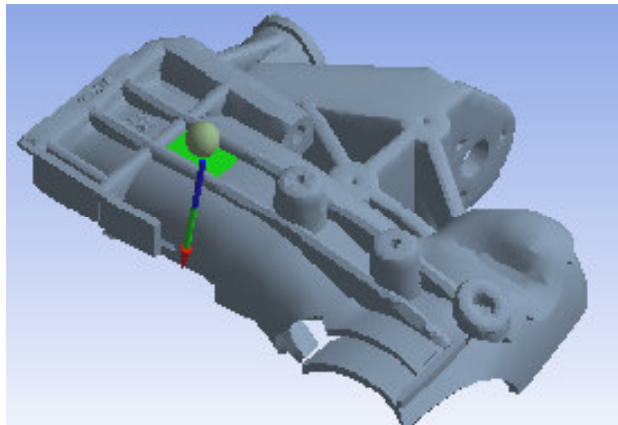
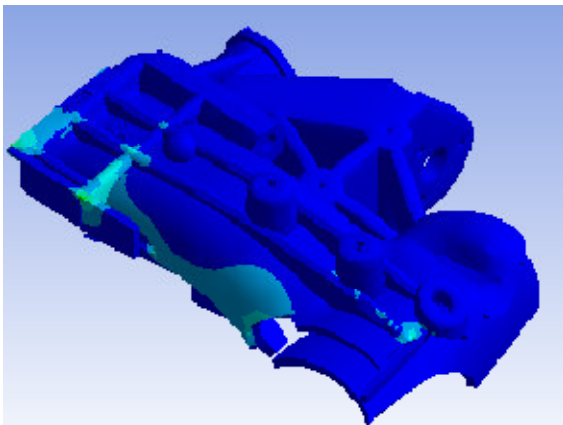
simulazioni numeriche è soltanto un quarto del modello. Questa decisione è stata presa, per il motivi di generazione della mesh nel intero modello, che aveva le problematiche nelle piccole superfici. Invece di prolungare i tempi con le modifiche geometriche, si è deciso di usare soltanto un quarto del modello. Inoltre, il condotto esterno durante le prove sperimentali è ben fissato sull'attrezzo e praticamente la influenza del impatto si crea soltanto solo nel piccolo raggio intorno al punto d'impatto.

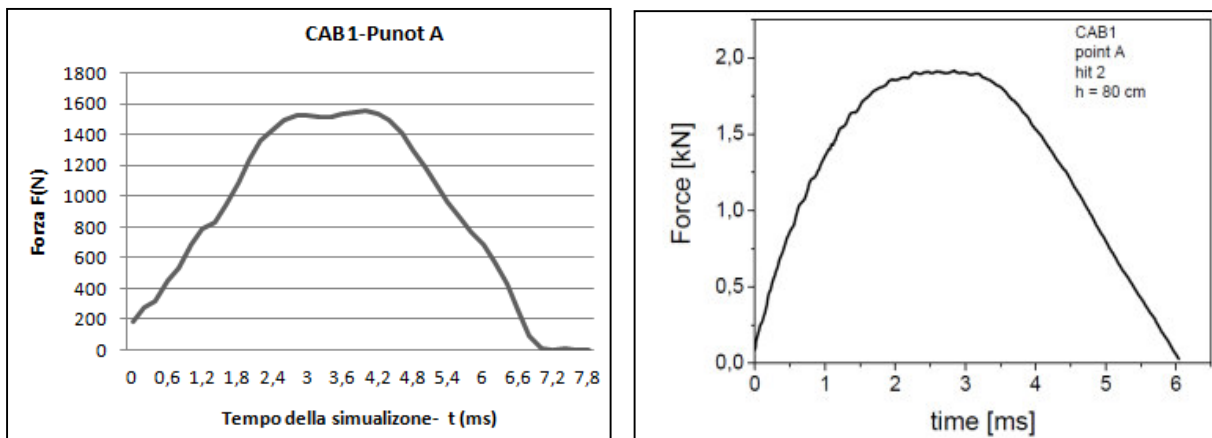
Siccome, la dimensione dell'elemento finito ha una grande influenza sui risultati delle simulazioni di questo genere, si è cercato di ottimizzare questo aspetto. Le dimensioni degli elementi finiti, tetra, investigati sono stati di valore di 2mm, 1,5mm e 1mm. Durante le simulazioni si poteva notare la forte influenza della dimensione del elemento finito sia sul contatto sia sui risultati ottenuti. Più mesh era grande, i valori dei risultati numerici si allontanavano dai quei ottenuti durante le prove sperimentali. I risultati migliori che ci sono ottenuti sono quelli con la mesh tetra di 1mm e che saranno riportati qui.



Per riportare nelle simulazioni le vere condizioni di fissaggio del condotto sull'attrezzatura di prova, sono state verificate diversi condizioni di contorno. La struttura come questa, realizzata in composito, a parte essere fissata abbia bisogno anche di essere lasciata libera in modo di avere la dilatazione corretta del materiale. Il vincolo fisso è stato applicato soltanto nelle superficie che sarebbero in realtà quelle di contatto con la testa di motore e quelle del taglio eseguito sul condotto, per il fatto di usare un quarto del modello.

La distribuzione della tensioni equivalente come ovvio dipende dei posti di applicazione dei vincoli fissi mentre la forza di reazione nel punto di impatto corrisponde perfettamente ai risultati ottenuti durante la prova sperimentale.





Prova d'impatto è l'analisi più giusta di un prodotto impatto con una superficie. Questo è fondamentale nel loro disegno di fabbricazione. Design di questi prodotti in cui alcuni componenti agiscono come assorbitori di energia all'impatto, è fondamentale perché in questo modo proteggono i componenti vitali. I componenti danneggiati, costruiti come assorbitori di energia può essere riparati o sostituiti. Analizzare bene le simulazioni e le prove sperimentali ci porta a produrre un modello in grado di prevedere sollecitazioni sui componenti risparmiando così tempo e costi di produzione. Flessibilità di ANSYS WB di fornire all'utente-definizione dei parametri chiave è un fattore importante nella simulazione d'impatto / analisi di impatto. Questa flessibilità offre agli ingegneri la possibilità di sviluppare prodotti con prestazioni di affidabilità. Studi numerici consistono il calcolo delle deformazioni elastiche e plastiche, e anche le tensioni nei componenti durante l'impatto come si possa verificare nel caso sopra descritto. I risultati offrono una migliore comprensione della resistenza agli urti dei collettori area benzina e suggeriscono una metodologia più accurata per il miglioramento delle procedure industriali di prove di impatto.

## ANALISI DEI RISULTATI

### METODOLOGIA DELL'ANALISI

L'essenza di questa ricerca presentata in questo capitolo è lo studio della variazione di cinematica, dinamica, il materiale e le proprietà della struttura durante i processi di prove d'impatto, con l'obiettivo di caratterizzare correttamente processo d'impatto e consentire la caratterizzazione dei danni da impatto e resistenza agli urti della struttura meccanica. Pertanto, nel processo di analisi dei dati, l'obiettivo è di calcolare e analizzare più quantità possibile, cercando di capire le loro variazioni nel corso della procedura di verifica d'impatto, e di stabilire la loro rilevanza e la connessione ai danni causati dagli impatti. Parte iniziale dell'analisi dei dati sperimentali è stata calcolo delle proprietà cinematiche e dinamiche che descrivono il moto d'impattatore. Nell'analisi sono state effettuate le seguenti ipotesi:

- La massa della parte dell'impattatore tra sensore piezoelettrico e punto di contatto è piccola in confronto con la massa d'urto prevista dall'azienda, quindi la forza che agisce sul sensore



piezoelettrico può essere considerato pari alla forza di contatto tra la simulazione e il CAB indagato;

- L'impattatore può essere considerata come un corpo rigido, in modo che l'energia delle vibrazioni può essere trascurata in confronto all'energia trasferita al collettore;
- La massa della parte della struttura del collettore che è significativamente influenzata da impatto è piccola in confronto con masse d'impattatore e il CAB, e lo spostamento da una parte è piccolo in confronto con altezza iniziale d'impattatore, in modo che il cambiamento di energia potenziale gravitazionale di struttura del collettore può essere trascurata;
- Fascette di fissaggio impediscono il movimento della struttura del collettore nel suo complesso, in modo che l'energia cinetica del CAB nel suo complesso può essere trascurato durante l'impatto;
- Il moto d'impattatore può essere considerato come rettilineo, e può quindi essere descritto attraverso il modello monodimensionale.

Conoscendo la massa del dispositivo d'impattatore e misurata forza di contatto, la legge di Newton permette di calcolare l'accelerazione del dispositivo di simulazione, la prima integrazione di accelerazione dà la velocità, e seconda l'integrazione dà lo spostamento del pendolo in funzione del tempo. Nel testo che segue, assi verticali con l'orientamento verso l'alto saranno utilizzate per la descrizione del moto, così tutte le quantità vettoriale orientata verso l'alto saranno rappresentate con segno positivo.

L'equazione del moto può essere integrata facilmente imponendo condizioni iniziali. Per il tempo iniziale del calcolo è preso il momento del contatto iniziale tra impattatore e il condotto del collettore, mentre la superficie superiore della struttura non-deformata del condotto è presa come livello di riferimento per lo spostamento, con le coordinate iniziali  $z(0) = 0$ . Il valore iniziale della velocità, necessaria per l'integrazione in primo luogo, si misura con il dispositivo elettro-ottico che dà la velocità attuale scontro subito prima dell'impatto  $v_0$ .

Calcolo della velocità in funzione del tempo permette di calcolare l'energia cinetica di simulazione in ogni momento, e dei principi di bilancio energetico nelle prove d'urto a bassa velocità sono discussi in dettaglio nei articoli citati. In sostanza, sotto le ipotesi di cui sopra, l'energia cinetica di simulazione è trasformata in:

- energia elastica della struttura di composito che si trasformerà di nuovo in energia cinetica di impattatore rimbalzato dopo l'impatto;
- L'energia delle vibrazioni smorzate della struttura del collettore viene dissipata attraverso l'attrito interno;
- Il lavoro contro le forze di legame chimico nei processi di rottura del materiale, causano le fratture e la deframmentazione del materiale.

Attraverso il calcolo della variazione di energia cinetica durante l'impatto, è possibile individuare e calcolare la prima parte di energia di deformazione elastica della struttura in composito, perché è uguale all'energia cinetica d'impattatore rimbalzato. D'altra parte, la separazione e il calcolo di queste ultime due forme di energia, che sono irreversibilmente trasferiti durante l'impatto, non è direttamente possibile dai dati sperimentali.

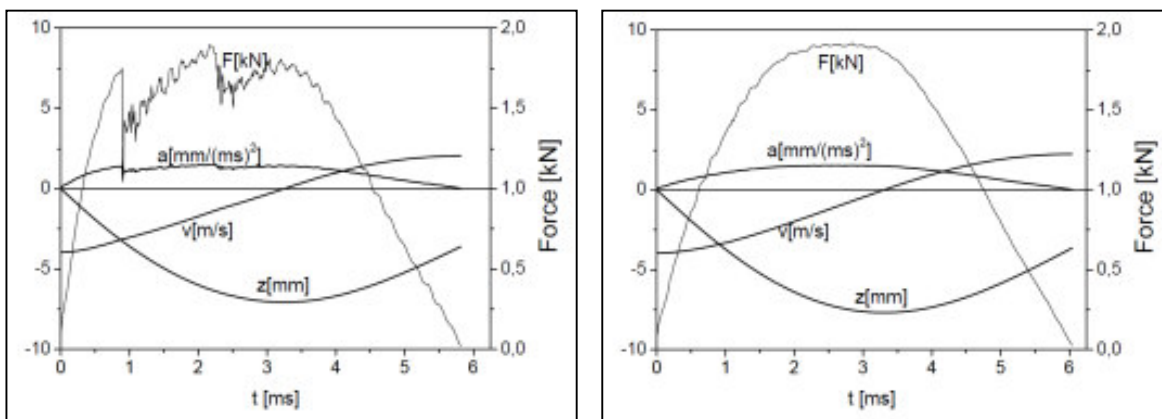
Altre cose che possono essere calcolate dopo l'integrazione della forza è la potenza della forza di contatto durante l'impatto. Anche se non è di solito calcolata in analisi, la potenza, come prodotto della forza di contatto e la velocità d'impattatore è tenuto conto degli effetti della velocità della deformazione e può rivelare gli effetti potenziali.

Oltre alla quantità che descrivono il moto d'impattatore, in questa analisi si è cercato di stimare effettiva proprietà elastiche del collettore- CAB durante gli impatti. E 'stato fatto calcolando le curve forza-spostamento che descrivono l'impatto, seguito dal calcolo della loro pendenze iniziali. Utilizzando l'ipotesi che l'impatto a bassa velocità può essere considerato come un processo quasi-statico, la pendenza iniziale della curva forza-spostamento può essere interpretato come rigidità efficace.

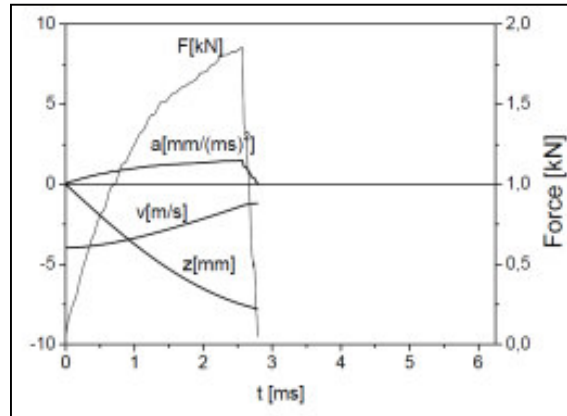
### *RISULTATI DELLA ANALISI*

I risultati tipici di calcolo delle quantità cinematiche che descrivono il movimento dell'impattatore durante l'urto sono mostrati nelle figure successive. I diagrammi ripresentano variazione della quantità cinetica (accelerazione  $a$ , velocità  $v$ , e spostamenti  $z$ ) spiegando il movimento del impattatore durante la prova d'impatto; è mostrato anche l'andamento della forza come la referenza per la comparazione con altri diagrammi.

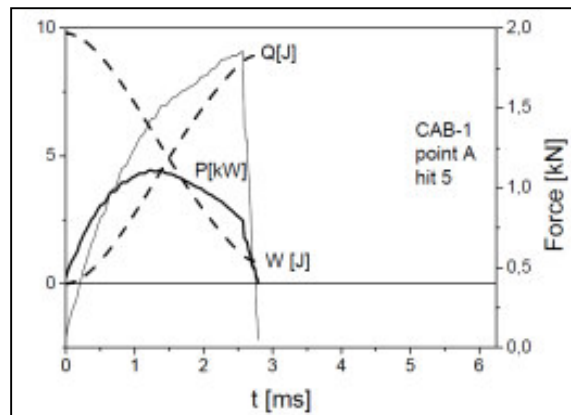
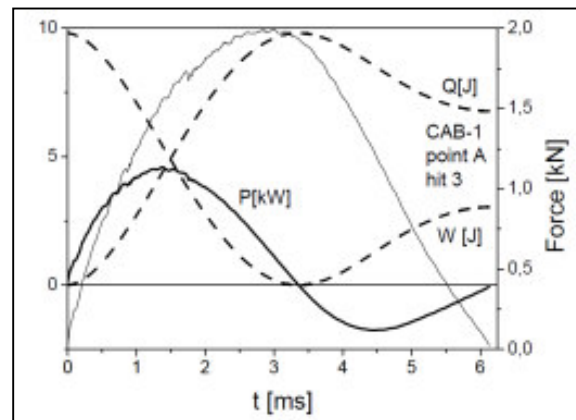
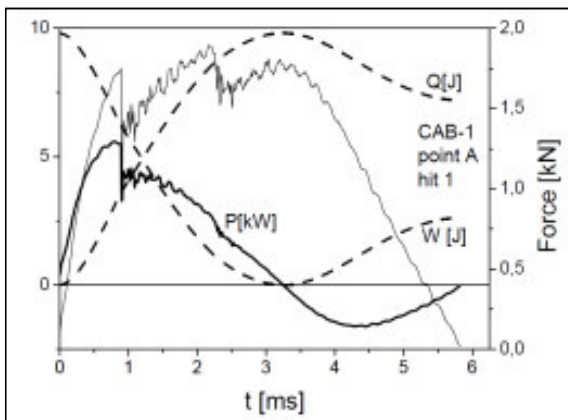
Nei casi quando impattatore rimbalza, i diagrammi presentati indicano il momento di più grande spostamento della superficie di struttura in composito per intersezione dell'andamento della velocità con ascissa, che indica il momento in cui impattatore si è fermato contro il CAB. Nel caso di perforazione, il spostamento massimo di superficie della struttura in composito si pone alla fine dell'andamento dei spostamenti, che indica il momento prima della penetrazione.







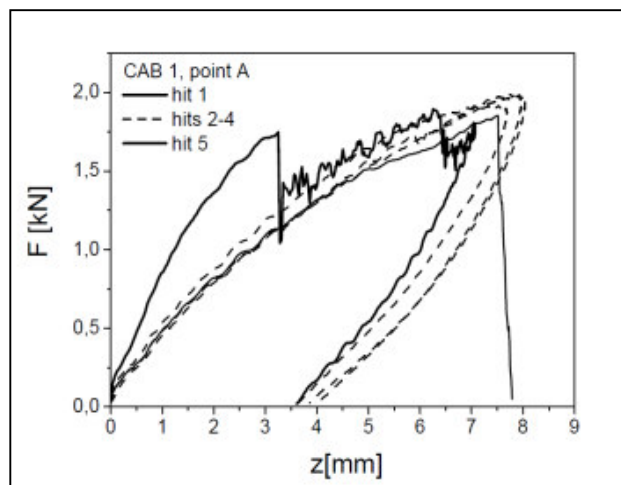
I risultati tipici di calcolo dei quantitativi di dinamica descrivendo il movimento dell'impiantatore durante l'urto sono mostrati nelle prossime tre figure. E' ovvio che la somma di energia cinetica dell'impiantatore d'urto e l'energia trasferita alla struttura l'impatto iniziale è uguale all'energia cinetica di impiantatore. La parte di energia che viene trasformato irreversibilmente durante l'urto può essere visto in diagrammi come il valore finale dell'energia trasferita.



I risultati tipici di calcolo dei quantitativi che descrivono le proprietà elastiche della struttura del condotto del collettore area benzina CAB sono mostrati nella prossima figura. I diagrammi forza-spostamento rappresentano curve aperte, che non stanno tornando all'origine delle coordinate. Tuttavia, quando la forza del contatto diventa piccola, la differenza tra la forza misurata dal sensore, la forza di contatto e di forza elastica che agisce su struttura diventa importante, quindi non possono essere ammesse in questo capitolo le conclusioni definitive su questa tematica. Tuttavia, è evidente dagli schemi che la rigidità della struttura è significativamente ridotta dopo il primo fallimento del materiale, ma rimane costante durante i fallimenti successivi fino alla perforazione della struttura indagata accade.

### COMPARAZIONE DEI RISULTATI - DISCUSSIONE

Le quantità dinamiche sono più usate nella letteratura per la descrizione d'impatto a bassa velocità. In primo luogo saranno discussi quantitativi dinamici utilizzati più frequentemente in letteratura: la prima forza del danno, forza massimale, forza di perforazione, il rapporto tra le forze sopra indicate e gradi di danno. La prima forza che provoca il danno rilevata durante impatti oscilla tra 1,62 kN e 1,75 kN, con valore medio di 1,70 kN e deviazione standard di 0,04 kN. Nelle altre prove d'impatto con diversa altezza iniziale della prova, la forza del danno mostra indipendenza di energia d'urto e, quindi, la forza di primo danno può essere utilizzata come soglia inferiore di insorgenza di danni nella struttura di compositi.



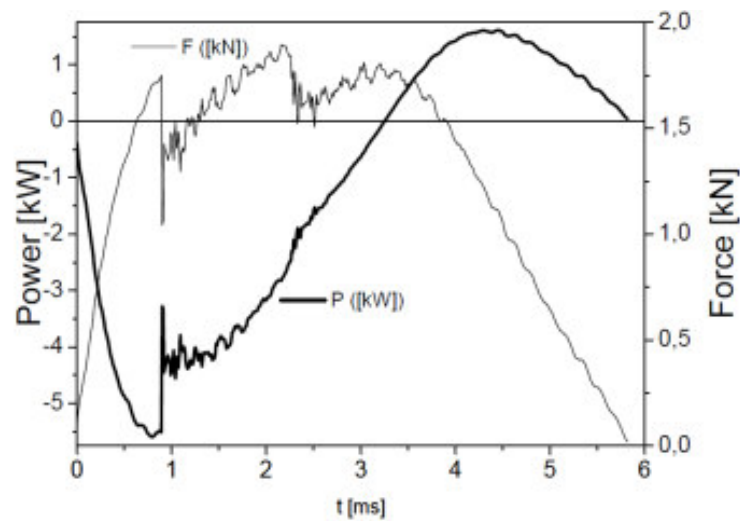
La forza massima misurata durante gli esperimenti oscilla tra 1,92 kN e 2,03 kN, con valore medio di 1,99 kN e deviazione standard di 0,05 kN, mentre la forza di perforazione varia tra 1,85 kN e 1,95 kN, con valore medio di 1,87 kN e deviazione standard di 0,05 kN. Nel discutere i risultati ottenuti nell'analisi, è molto importante sottolineare il fatto osservato che le forze nel momento di perforazione erano più piccole delle forze massime registrate durante gli urti precedenti. Mentre la forza massima misurata durante l'esperimento rappresenta il limite superiore di forza che la struttura è in grado di sopportare senza perforazione, essa non rappresenta la sua capacità portante, perché la perforazione si può verificare al livello basso delle forze.

Analisi statiche iniziali eseguite, hanno mostrato una correlazione negativa tra la prima forza del danno e la forza della perforazione ( $R_{B1} = 0,959$ ) e tra le prime forze del danno e la forza massima ( $R_{\max1} = 0,881$ ), mentre la correlazione tra forza massima e la forza di perforazione è positiva e notevolmente superiore ( $R_{B\max} = 0,990$ ). Tale correlazione indica che maggiore è la prima forza che provoca la rottura - la più grande è l'entità del danno e l'indebolimento della struttura avviene.

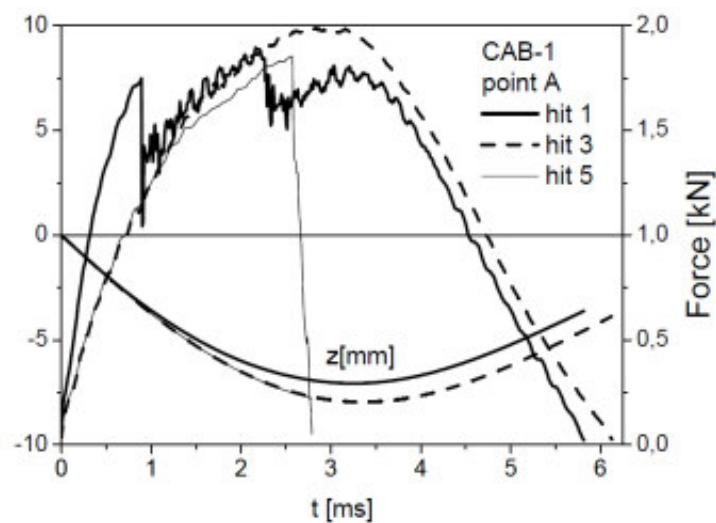
Dal punto di vista energetico, prima è stato calcolato il grado di rottura  $D_E$ , definito come il rapporto tra energia trasformata  $Q$  e l'energia cinetica dell'impattatore prima dell'impatto  $W_0$ ,  $D_E = Q/W_0$ . Il valore della quantità ha, infatti, valori diversi per i tre casi di comportamento d'impatto che sono stati presentati nella descrizione dei risultati sperimentali: l'impatto che ha causato danno iniziale era il grado di danno  $0,71 \pm 0,01$ , impatti che non hanno indicato discontinuità nella forza durante il tempo hanno il grado di danno  $0,68 \pm 0,01$ , e l'impatto che ha causato la perforazione hanno dimostrato grado di danno  $0,87 \pm 0,07$ . Tuttavia, la rilevanza del grado di danno definito in modo limitato per la caratterizzazione del danno, perché rende veramente forte distinzione tra i casi di struttura, non perforati e forati, mentre in pratica è più importante differenziare i casi delle strutture non toccate e invisibilmente danneggiate.

Dalle energie calcolate può, tuttavia, essere determinata la seguente stima di energia che viene dissipata nelle rotture. Presupponiamo che l'energia dissipata può essere rappresentata in forma  $Q = n \cdot Q_1 + Q_{per} + Q_{rest}$ , dove  $Q_1$  rappresenta l'energia dissipata durante il guasto che non provoca la perforazione,  $n$  rappresenta il numero di tali errori durante l'impatto,  $Q_{per}$  rappresenta l'energia dissipata durante la perforazione, e  $Q_{rest}$  l'energia dissipata attraverso meccanismi non indicato-fallimento. Poi, l'energia dissipata durante il guasto, che non provoca la perforazione,  $Q_1$ , può essere stimata attraverso il calcolo della differenza tra l'energia dissipata, che causa solo tali mancanze e l'energia dissipata che non indica alcuna mancanza. Allo stesso modo, l'energia dissipata durante il guasto che provoca la perforazione,  $Q_1$ , possono essere stimati attraverso il calcolo della differenza tra l'energia dissipata in impatti che causano la perforazione e l'energia dissipata che non indicano alcuna mancanza. Inoltre, i valori delle energie dissipate nei fallimenti possono essere stimate confrontando le energie dissipate negli impatti che causano i diversi tipi di errori indicati nei andamenti delle forze. Usando questo approccio, una stima molto consistente di  $Q_1 = 0.30 \text{ J} \pm 0.05 \text{ J}$  possa essere derivata, mentre la stima di  $Q_{per}$  varia nel ambito abbastanza ampio tra 1,4 J e 2,3 J. Analisi più dettagliata di questi risultati sarà spiegata nel seguito, con un'intenzione finale di stabilire un semplice modello di comportamento impatto a bassa velocità della struttura in composito, in grado di simulare dei fenomeni osservati sperimentalmente.

Un altro quantitativo dinamico considerato, che di solito non era analizzato in letteratura, è la potenza della forza di contatto durante l'impatto. Come spiegato, questo quantitativo rappresenta la velocità di simulazione durante l'impatto, e non è sensibile solo alla forza che agisce sulla struttura d'impatto, ma anche alla velocità con cui si muove la struttura. Pertanto, l'andamenti delle potenze possono avere un potenziale potere di essere più distintivo o mostrando più indicazioni dei andamenti delle forze riguardanti l'inizio delle rotture nei compositi. Tuttavia, non sono state rilevate nuove indicazioni in analisi dei andamenti delle potenze durante questa ricerca, come è illustrato nei seguenti diagrammi rappresentano l'andamento della potenza del colpo provocando danni iniziali della struttura. L'andamento della forza è anche indicato per avere un riferimento.



Il risultato va in linea con le conclusioni della ricerca presentati nella letteratura, precisando che il rateo di deformazione non influenza il comportamento dell'impatto a bassa velocità di strutture in composito. L'unica caratteristica d'andamento della potenza che potrebbero essere utili per l'analisi e la modellazione del comportamento d'impatto di strutture composite è che la potenza ha ridotto la sensibilità ai guasti che si verificano a velocità piccole, mostrando discontinuità solo per i guasti che si verificano a velocità più elevate. Pertanto, l'andamenti delle potenze potrebbero essere utili per distinguere meccanismi di guasto. Per quanto riguarda l'andamenti delle quantità cinematiche, la conclusione più importante che si può condurre è che le variazioni delle quantità cinematica durante gli urti, non mostrano alcun precursore della riduzione della resistenza dei materiali in entrata e la perforazione della struttura che si verifica durante l'impatto che provoca la rottura strutturale. Inoltre, quando si considerano alcuni punti della struttura indagati, gli spostamenti nel momento di perforazione erano più piccoli dei massimi spostamenti ottenuti negli impatti precedenti. Il fatto è illustrato nello schema successivo confronto degli spostamenti di un punto di condotto durante le diverse fasi di test di impatto, ed è simile a quello fatto precedentemente stabilito che la forza nel momento della perforazione era inferiore rispetto al massima forza che ha agito durante la precedente impatti.



Questo risultato è opposto a ciò che viene presentato nella letteratura, dove si era accertato che la perforazione si verifica nel momento della massima cilindrata. Il rapporto tra lo spostamento in  $\xi_z$  momento di  $Z_B$  perforazione e di spostamento massimo della struttura in  $Z_{max}$  certo punto, potrebbero essere di interesse, nelle prove eseguite all'interno di questa ricerca, si è riscontrato che essa varia tra 0,89 e 0,97, con valore medio di 0,93 e standard deviazione 0,03.

I diagrammi del andamento delle quantità cinematiche mostrano anche il fatto che quando il impattatore rimbalzi, avviene prima del momento in cui la superficie della struttura composita raggiunge la sua posizione di non-deformato. Varie ragioni possono contribuire a questo comportamento come una forte smorzamento del condotto del collettore a causa di attriti interni, ma non saranno discussi in questo momento.

L'ultima analisi che è stata eseguita è stata calcolo della rigidezza equivalente del condotto del collettore a punti d'impatto durante la procedura della prova d'impatto. Il calcolo è stato effettuato mediante calcolo della pendenza della parte lineare di curve forza-spostamento che deriva dall'andamento della forza. L'altra possibilità interessante, il calcolo della rigidità dinamica della struttura durante gli urti, non è stata eseguita nella presente ricerca e rimane da studiare.

Considerazioni e calcoli hanno dimostrato che la rigidezza equivalente ha due importanti caratteristiche che lo rendono migliore indicatore dello stato della struttura studiata di quanto non sia il caso con grado di danno utilizzato in precedenza, che era basato sul calcolo della variazione di energia:

- modifiche della rigidezza equivalente, solo durante l'inizio di nuovo tipo di rottura del materiale;
- rigidezza equivalente si comporta come variabile, dopo aver chiaramente distinti valori nella struttura non toccata, danneggiata o rotta;
- rigidezza equivalente è caratteristica della struttura, non dell'impatto o del impattatore, e può essere misurata in modo indipendente, senza esporre la struttura alle prove di impatto potenzialmente distruttive;
- rigidezza equivalente può essere determinata in fase di progettazione con le simulazioni di comportamento della struttura sotto carico esterno.

Tuttavia, la rigidezza equivalente, come definita e utilizzata in questa ricerca, non ha capacità di essere anticipatore di guasto in arrivo da struttura composita, com'è anche il caso di tutte le grandezze meccaniche analizzate in questa ricerca. Rigidità dinamica sopra citata, d'altro canto, potrebbe essere la quantità con il potenziale per essere utilizzato come anticipatore di del guasto strutturale.

Proseguendo lungo le linee di ricerca presentato nella letteratura, la rigidezza equivalente possa essere utilizzata per la definire il parametro di danno analogo  $D_k = 1 - k^* / k$ , dove  $k^*$  rappresenta la rigidezza equivalente della struttura danneggiata e  $k$  rigidezza equivalente della struttura intatta. Struttura intatta ha parametro di danno pari a 0, dopo il primo fallimento del materiale il parametro del danno sale a valori di 0,35-0,45, e con la definizione, il parametro di danneggiamento della struttura forata uguale a 1.

## CONCLUSIONI DELLA SPERIMENTAZIONE

---

Con questo capitolo è stata presentata un'analisi della variazione di grandezze meccaniche durante la prova d'impatto a bassa velocità di una struttura fatta in materiale composito e rappresenta un aspetto fondamentale per l'affidabilità dei componenti realizzati con materiali compositi. La struttura investigata è stata il condotto esterno del collettore area benzina- CAB per i motori del auto realizzata in PA66 poliammide con il 35% di fibre di vetro. Il setup sperimentale è stato progettato in modo che le variazioni delle forze di contatto tra la struttura indagata e l'impattatore sono state registrate. La prova sperimentale ha rivelato tre diversi tipi d'andamenti della forza d'impatto: il primo, con la discontinuità che indicavano indebolimento della resistenza meccanica della struttura, caratteristica per il primo caso d'impatto, la seconda, che non hanno mostrato alcuna discontinuità di forza, e il terzo, con il calo improvviso della forza di contatto dovuto alla penetrazione di urto attraverso la struttura.

I risultati hanno mostrato che la rigidità equivalente ha il miglior potenziale di identificare lo stato della struttura dal punto di vista di approccio sperimentale e teorico. Inoltre, i risultati delle analisi hanno confermato i risultati delle ricerche precedenti che la forza che provoca il primo fallimento della struttura e della forza che provoca la perforazione della struttura non dipendono dalla energia dell'impattatore e non mostrano la dipendenza della deformazione.

Tuttavia, i risultati dello studio non hanno rivelato alcun anticipatore del fallimento penetrazione in arrivo nel comportamento di grandezze meccaniche ad eccezione di diminuzione della rigidità della struttura immediatamente prima del crollo. Inoltre, è stato stabilito che la forza di penetrazione e di spostamento erano più piccole delle forze e spostamenti che nei impatti precedenti non hanno causato il cedimento critico della struttura.

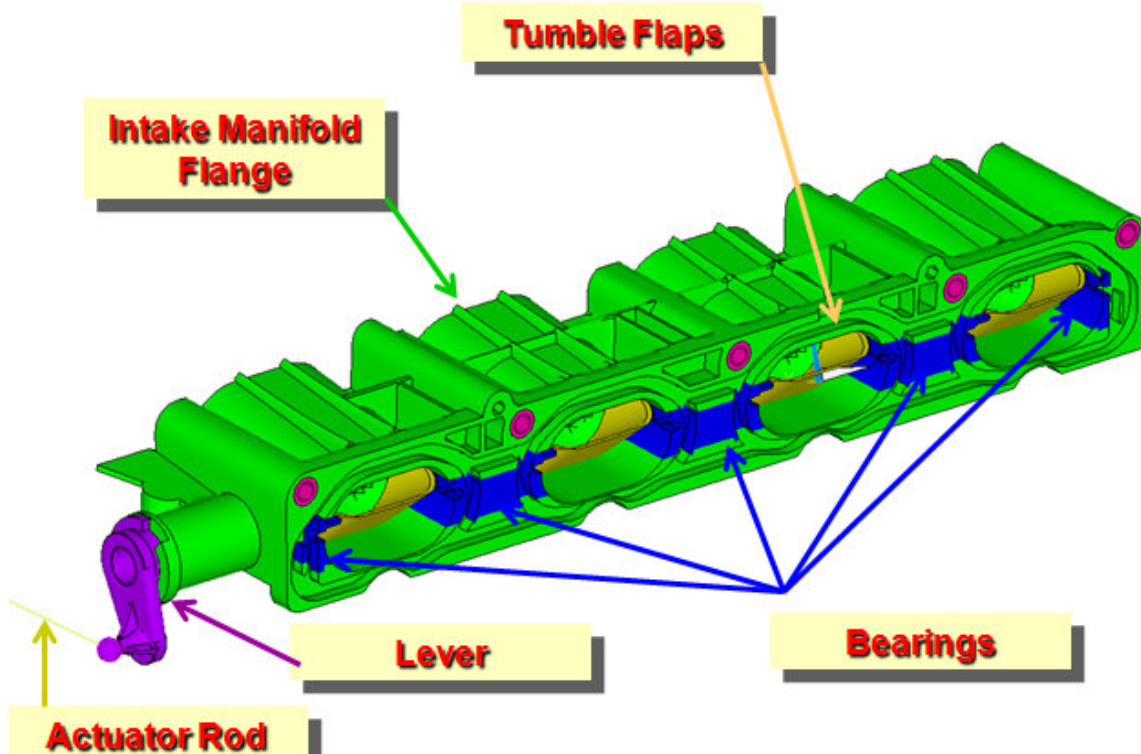
Pertanto, la ricerca ha stabilito base per la caratterizzazione non distruttiva della struttura impattata, distinguendo tra strutture intatte e danneggiate, ma non ha rivelato base per la previsione del comportamento delle strutture danneggiate.

## ALBERO CON FARFALLE (DEL COLLETTORE)

### IDEAZIONE DELLA PROVA

L'affidabilità del sistema complessivo di collettore area benzina – CAB, è già dal inizio stato basso rispetto alle criticità che sono avvenute durante sua normale funzionalità dentro il sistema complesso del motore. Nel capitolo precedente si è parlato di prova sperimentale realizzata per verificare la resistenza all'urto del condotto del collettore mentre in questo capitolo sarà esaminato un altro effetto critico. La criticità di cui si parla è la rottura della leva dell'albero a farfalle. Sono state realizzate sia prova sperimentale sia simulazioni numeriche dello stesso. Era stato importante definire sotto quali condizioni avveniva la rottura, e se avvenga durante il montaggio oppure durante normale funzionamento del sistema. Dall'analisi delle parti rotte, sembra che la usura è stata causata dalla vibrazione nella direzione nell'asse verticale, quando il sistema delle farfalle è chiuso. Invece, quando il sistema di farfalle è attivo, esiste un effetto aggiunto che arriva dalle pulsazioni dinamiche della pressione sulle valvole a farfalle. Per afferrare questo fenomeno, era stato necessario realizzare attrezzatura adatta per eseguire le prove sperimentali e anche compiere alcuni calcoli analitici per poter procedere con le simulazioni numeriche FEM.

Il sistema dell'albero a farfalle ha la funzione di regolare e trasmettere il flusso dell'area dentro il motore. Il condotto di collettore di aspirazione è formato da due pezzi congiunti per i bordi per formare la camera dove l'aria e la benzina saranno miscelate. La descrizione dell'intero sistema di collettore area benzina si può trovare nei precedenti capitoli. Il condotto è dotato da un albero con quattro valvole a farfalla situate all'interno del condotto.





Vediamo chiara differenza tra collettori diesel e benzina, nel caso di questi due collettori presentati fin adesso, Nel collettore diesel, come sopra descritto troviamo quattro delle otto cavità attraverso cui l'aria arriva al sistema, invece nel collettore area benzina abbiamo soltanto quattro cavità e quattro valvole a farfalla. Questo si spiega con il fatto che collettori diesel debbano sempre mantenere costante flusso d'area nel motore. L'apertura e la chiusura di queste valvole regolano il flusso d'aria, e in questo modo si possa controllare la combustione del carburante, e la velocità delle vetture.

Nel caso di collettore area benzina, quattro farfalle vengono movimentate tutte insieme, che non era il caso con collettore area diesel. Loro movimento è controllato tramite la leva che è collegata con l'attuatore mediante un sistema pneumatico. In pratica ogni valvola sostiene una certa pressione. Quantità della pressione è regolata dalla portata d'aria.

In questo capitolo saranno descritte le prove sperimentali e le simulazioni numeriche realizzate per due effetti critici dello stesso componente. Il primo studio riguarda la verifica sperimentale e numerica del sistema dell'albero a farfalle a trazione e seconda invece riguarda la verifica numerica del sistema dell'albero a farfalle a pressione applicata sulle valvole a farfalla.

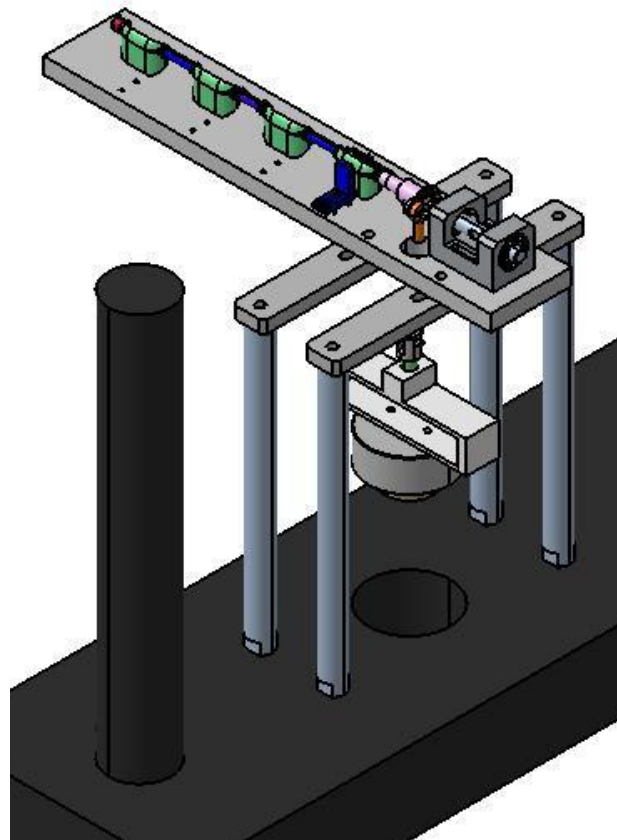
---

## PROGETTAZIONE DI ATTREZZATURA E PROVE SPERIMENTALI

---

La rottura della leva poteva essere avvenuta per causa di una forza a trazione inadeguata durante il montaggio oppure poteva essere causata a pressione elevata che si è creata sulle valvole a farfalla e in questo modo la rotazione totale del albero era con tale momento flettente che ha provocato la rottura nel posto di accoppiamento tra la leva e albero.

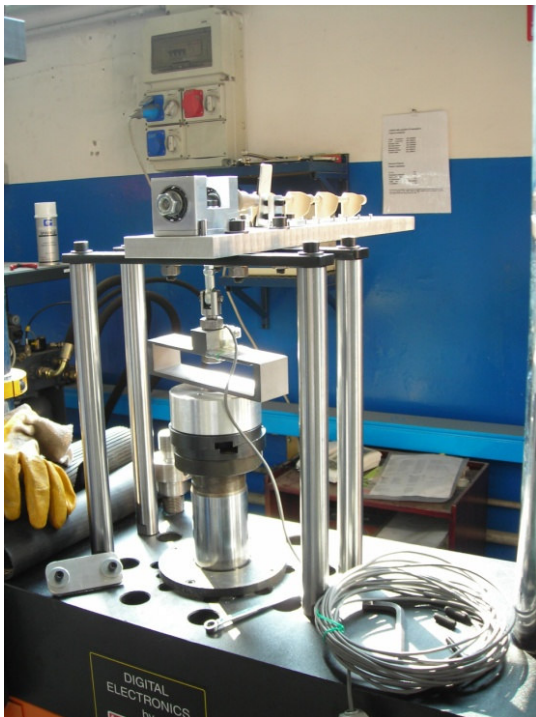
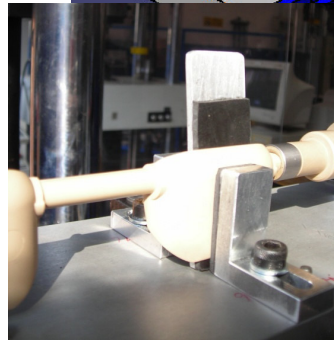
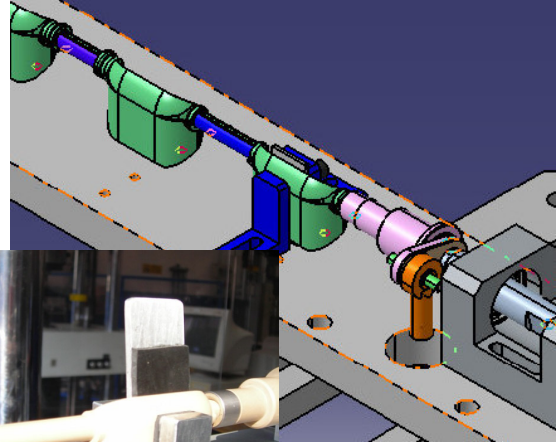
Il primo studio riguarda la prova sperimentale e la simulazione numerica della resistenza a trazione del sistema leva-albero con valvole a farfalla. L'attrezzatura realizzata in questo caso, è stata utilizzata per definire e prevedere il valore della forza necessaria per ottenere la rottura della leva. Come mostrato nella figura, l'attrezzatura realizzata è un sistema semplice. Consiste vari componenti rettangolari realizzati in acciaio per poter fissare albero a farfalle precedentemente isolato del intero sistema CAB. L'albero si posiziona in modo che la parte finale, dove la leva è stata saldata contro albero, sia posizionata nel un sistema con albero che venga girato in modo controllato. Il movimento rotazionale dell'intero sistema è controllato tramite sensore di posizione. Intero sistema di attrezzatura viene posizionato



nella pressa idraulica- Instron 8500, tramite la quale viene applicato il carico. Il carico applicato durante le prove sperimentali è pari alla forza che si applica durante il montaggio della leva. Il carico

verticale proveniente dalla pressa, viene trasmesso tramite sistema di alberi nella leva, che dovrebbe simulare le condizioni di rotazione della chiave di montaggio. Questa prova sperimentale ci ha permesso pure di verificare le varie condizioni sotto di quali possa avvenire la rottura. Sono state provate quattro posizioni di fissaggio diverse. Durante ogni movimento di rotazione dell'albero veniva fissata un'altra valvola a farfalla. Il sistema di fissaggio è stato creato in modo che cambiamento del fissaggio della valvola a farfalla possa avvenire in tempi brevi. In tutti i quattro casi di fissaggio, la rottura è avvenuta.

La prova sopra descritta si è effettuata sopra dieci alberi con farfalle. Tutti i dieci alberi hanno mostrato la rottura nello stesso punto; zona dell'accoppiamento della leva con albero). Tramite sistema di monitoraggio, mostrato nella figura successiva, la forza misurata sotto di quale avviene la rottura ha valore pari a circa ... N.



## SIMULAZIONI NUMERICHE

In caso di simulazioni numeriche del primo effetto critico, studiato anche tramite prove sperimentali, sono state realizzate diverse simulazioni FEM.

Il desiderio di approfondire lo studio ha spinto a ricorrere a strumenti di simulazioni FEM quali Ansys WorkBeanch 11. Le simulare con accuratezza il funzionamento di un albero con le farfalle si è deciso di proseguire soltanto con le analisi statica, prendendo in considerazione i vincoli e carichi reali del sistema intero.

Intero sistema modellato con gli elementi finiti è realizzato in materiale composito appartenente alla famiglia delle poliammidi. E' stato eseguito un trattamento termico per generare una maggiore resistenza all'invecchiamento. Il collettore è realizzato per stampaggio in due parti, saldate tra di loro per vibrazione senza altri trattamenti termici. Le caratteristiche del materiale sono evidenziate nella scheda sotto indicata. La scelta del materiale polimerico è stata effettuata al fine di rendere sensibilmente minori i pesi dell'oggetto in questione, e contemporaneamente aumentare l'affidabilità cercando di apportare un controllo più accurato sia in fase progettuale che realizzativa.

Part	Material	Element type
Intake manifold flange	PA66-GF35	tetrahedral parabolic
Tumble flaps	Ryton PPS R7	tetrahedral parabolic
Bearings	PA66-GF35	tetrahedral parabolic
Tumble lever	Ryton PPS BR42B	tetrahedral parabolic

Material name	Tensile modulus @110°C [MPa]	Tensile strength @ 110°C [MPa]	Linear coeff. of thermal expansion [°C <sup>-1</sup> ]	Density [kg/dm <sup>3</sup> ]
PA66-GF35	4566	80	4.125E-5	1.45
Ryton PPS R7	15500	93	2.5E-5	1.95
Ryton PPS BR42B	11100	112	2.5E-5	1.75

### SIMULAZIONI STATICA STRUTTURALE

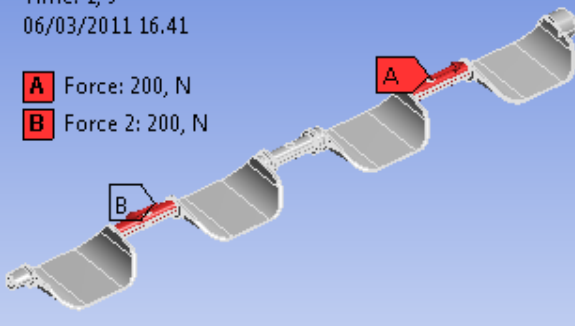
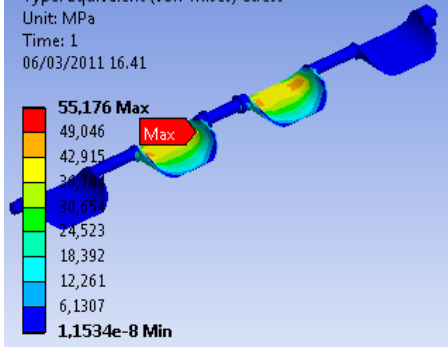
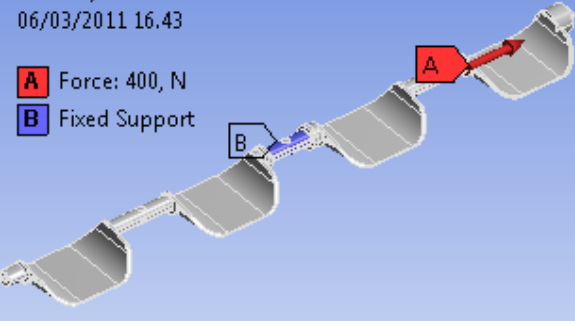
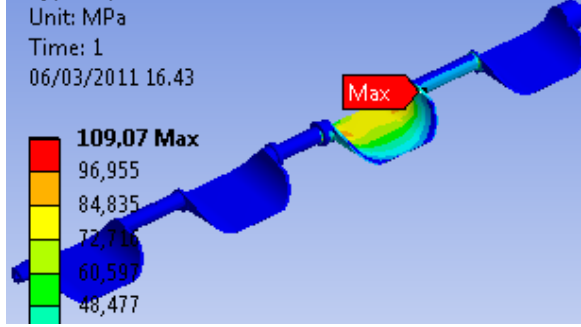
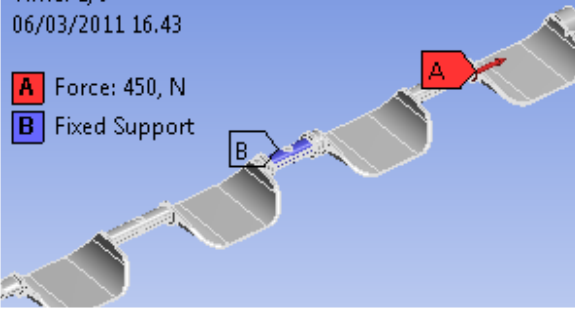
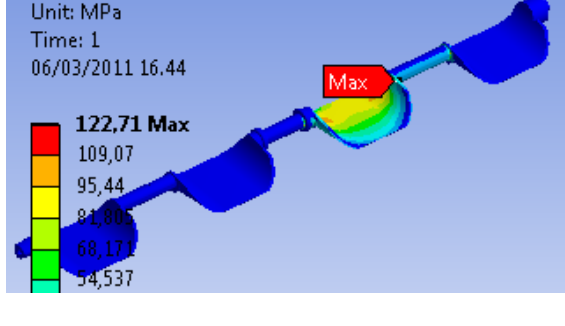
Siccome le prove sperimentali non hanno mostrato una rottura a flessione, visto che la forza di rottura registrata era pari a 100N. Dopo le prove sperimentali effettuate su 4 collettori si è concluso che in realtà la rottura avviene non a flessione (come abbiamo applicato nella prova sperimentale) ma a semplice trazione. Si è pensato di validare alcuni alberi con la semplice prova a trazione, applicando da un lato i pesi vari. Però prima di procedere con la prova reale, abbiamo effettuato alcune prove numeriche per capire sotto quale peso avverrà la rottura dell'albero.

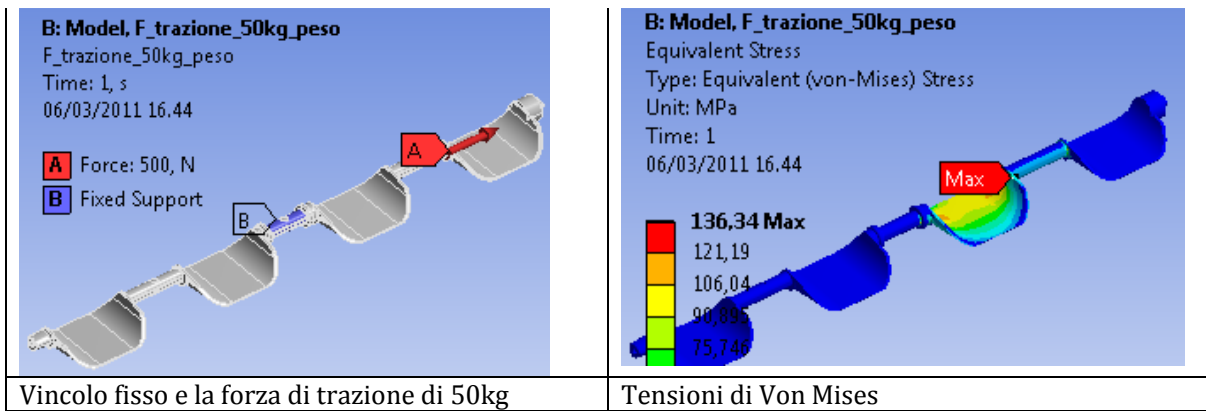
La geometria: modello assemblato

Mesh: Numero di elementi- 9930, numero di nodi- 42864

Il carico: La pressione o la forza applicati sulle valvole oppure sul albero

I vincoli: Vincolo fisso oppure spostamento remoto

<p><b>A: Model, F_trazione_40kg</b> F_trazione_40kg Time: 1, s 06/03/2011 16.41</p> <p><b>A</b> Force: 200, N <b>B</b> Force 2: 200, N</p> 	<p><b>A: Model, F_trazione_40kg</b> Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 06/03/2011 16.41</p> <p>55,176 Max 49,046 42,915 36,784 30,654 24,523 18,392 12,261 6,1307 1,1534e-8 Min</p> 
Forza di trazione di 40kg	Tensioni di Von Mises
<p><b>D: Model, F_trazione_40kg_peso</b> F_trazione_40kg_peso Time: 1, s 06/03/2011 16.43</p> <p><b>A</b> Force: 400, N <b>B</b> Fixed Support</p> 	<p><b>D: Model, F_trazione_40kg_peso</b> Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 06/03/2011 16.43</p> <p>109,07 Max 96,955 84,835 72,716 60,597 48,477</p> 
Vincolo fisso e la forza di trazione di 40kg	Tensioni di Von Mises
<p><b>C: Model, F_trazione_45kg_peso 2</b> F_trazione_45kg_peso 2 Time: 1, s 06/03/2011 16.43</p> <p><b>A</b> Force: 450, N <b>B</b> Fixed Support</p> 	<p><b>C: Model, F_trazione_45kg_peso 2</b> Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 06/03/2011 16.44</p> <p>122,71 Max 109,07 95,44 81,805 68,171 54,537</p> 
Vincolo fisso e la forza di trazione di 45kg	Tensioni di Von Mises



Come evidente nelle figure precedenti, la rottura del albero avviene dopo l'applicazione di una forza a trazione pari a 500N, come dopo si è mostrato anche nella prova reale applicando i pesi di 40 e 50kg.

Alter simulazioni effettuate sono quelle di applicazione delle pressione che proviene dal condotto. Questa pressione è stata analiticamente calcolata prima di essere applicata nella simulazione numerica.

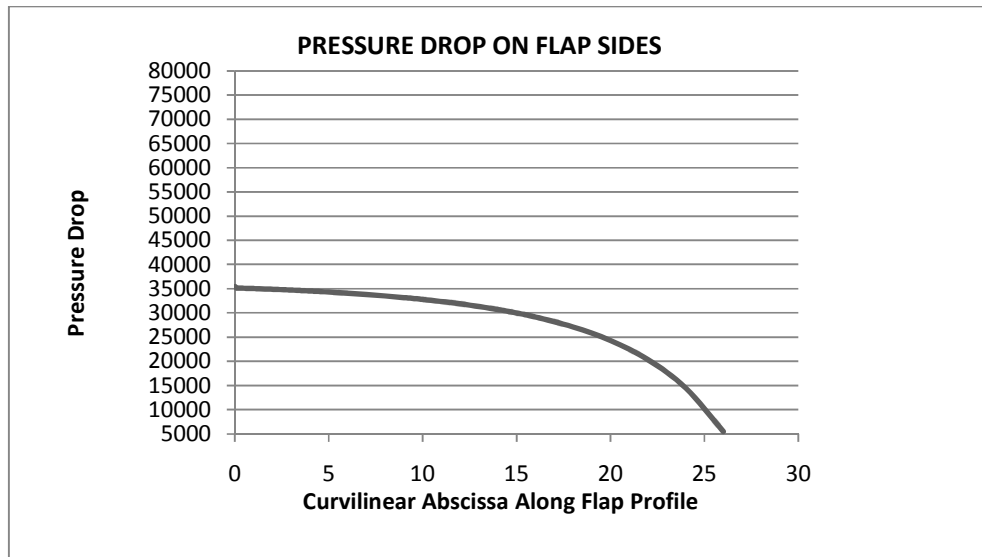
<b>Momento Molla Attuatore</b>	<b>0,600010139</b>	Nm
<b>Momento su Palette</b>	<b>0,37</b>	Nm

**Carico Fluidodinamico**

<b>Depressione serbatoio vuoto</b>	<b>70000</b>	Pa
<b>Area membrana</b>	<b>0,00094</b>	m <sup>2</sup>
<b>Forza dovuta ad attuatore</b>	<b>65,8</b>	N
<b>Momento dovuto a serbatoio del vuoto</b>	<b>1,58</b>	Nm
<b>Momento Max Risultante</b>	<b>1,35</b>	Nm

**Momento Max in fase di apertura farfalle**

Lungeza del braccio (m)	0,010595	10,595 mm
Forza su palette (N)	34,74738971	
Pressione su palette (Pa)	27146,39821	271,4639821 mbar
		0,027146398 Mpa



La rotazione totale dell'intero albero, anche se con piccolo angolo di movimentazione, dipende dalla somma di:

- Rotazione tra sistema della leva e parte meccanica end stop
- Rotazione tra meccanica end stop e ogni valvola

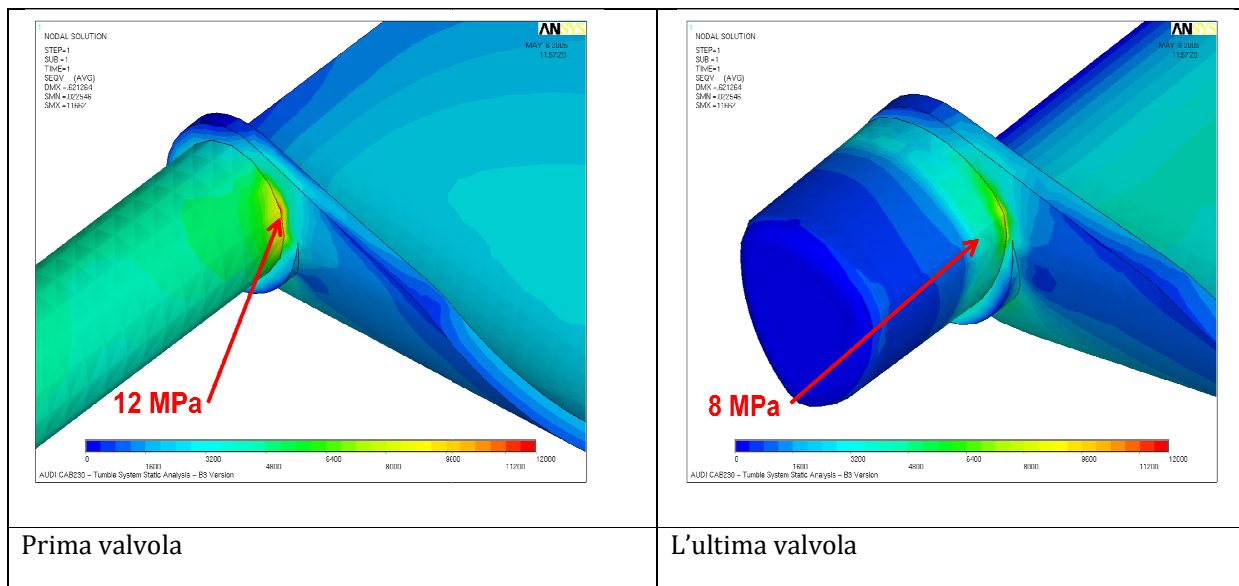
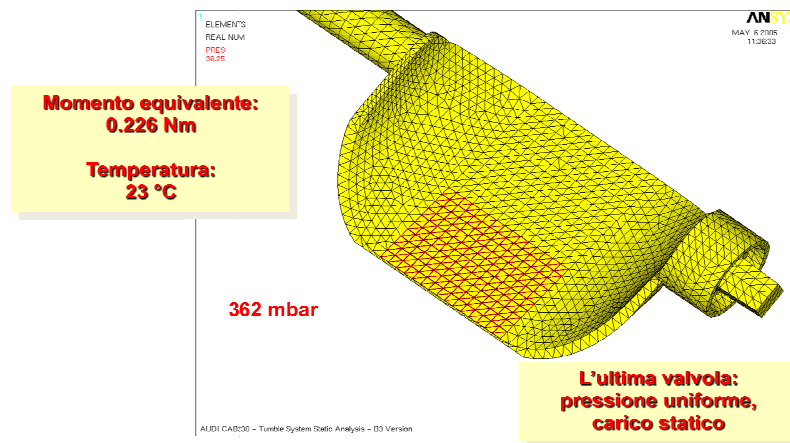
<b>CASO CARICO 1 Throttle Number</b>	<b>Total Rotation (+) [deg]</b>	<b>Rotation from mech. Stop [deg]</b>
1	0.66	0.43
2	1.45	1.22
3	2.22	1.99
4	3.00	2.76
<b>CASO CARICO 2 Throttle Number</b>	<b>Total Rotation (+) [deg]</b>	<b>Rotation from mech. Stop [deg]</b>
1	0.38	0.25
2	0.84	0.71
3	1.29	1.15
4	1.74	1.60
<b>CASO CARICO 3 Throttle Number</b>	<b>Total Rotation(+) [deg]</b>	<b>Rotation from mech. stop [deg]</b>
1	0.66	0.43
2	1.45	1.22
3	2.22	1.99
4	3.00	2.76
<b>CASO CARICO 4 Throttle Number</b>	<b>Total Rotation(+) [deg]</b>	<b>Rotation from mech. stop [deg]</b>
1	0.45	0.31



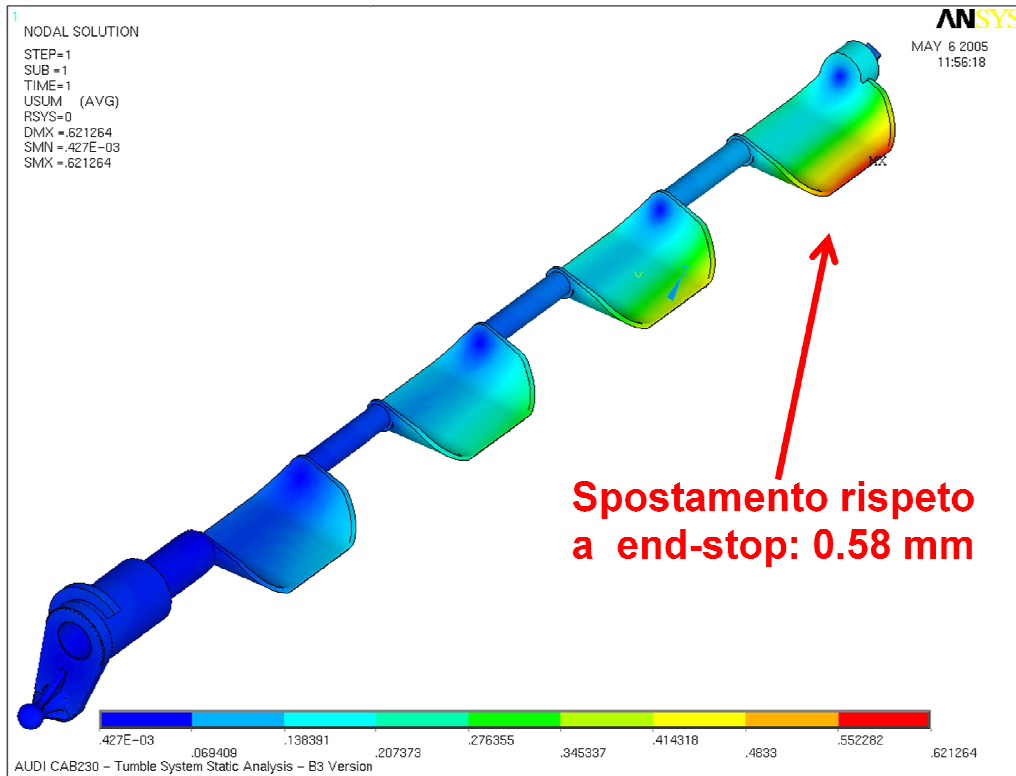
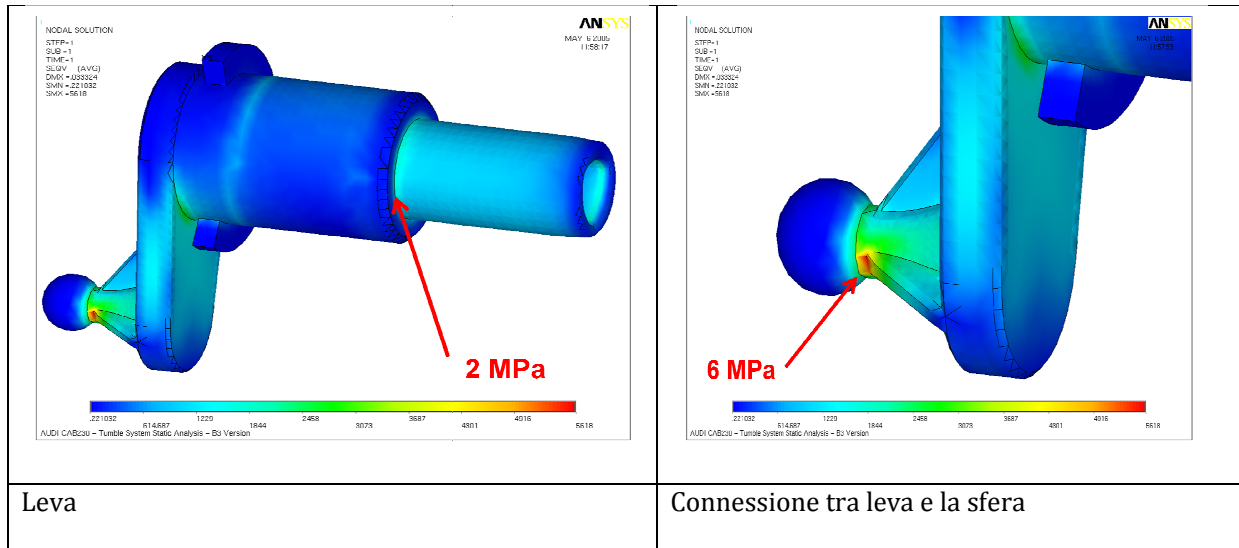
2	1.05	0.91
3	1.64	1.50
4	2.24	2.10

Sono state effettuate quattro diverse prove sperimentali statiche che riguardano anche l'effetto della temperatura:

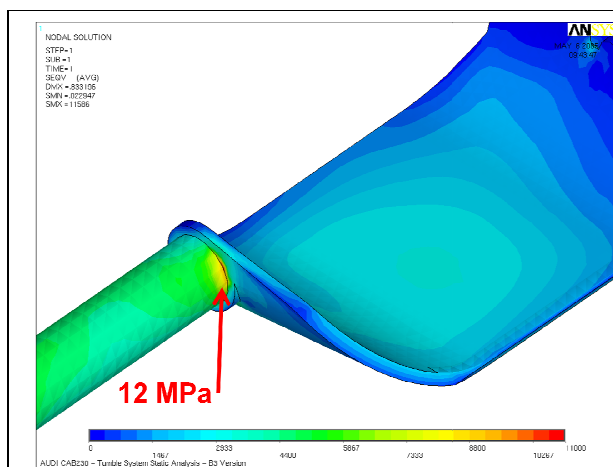
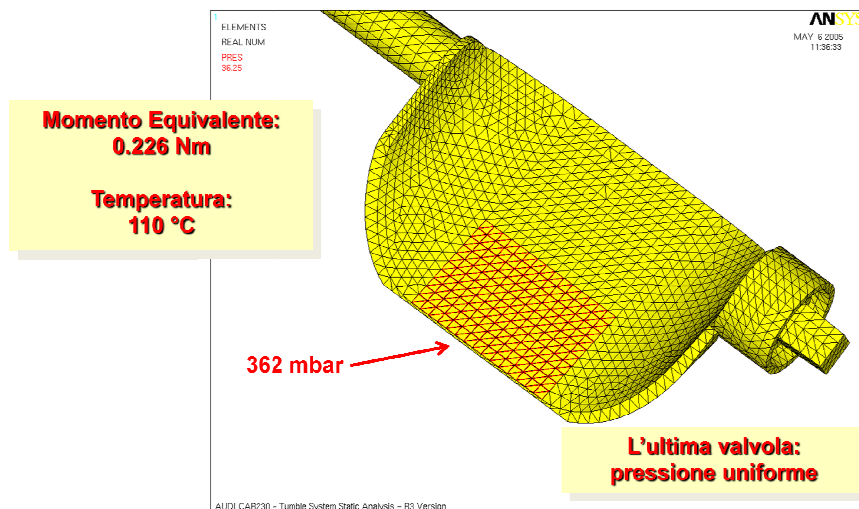
1. **CARICO CASO 1:** Analisi Statico strutturale con la flessione equivalente pari 0.226 Nm @ 23 °C e la pressione di  $p=362\text{mbar}$



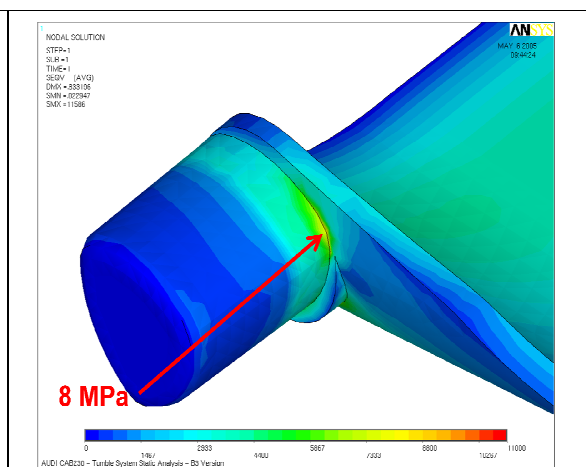




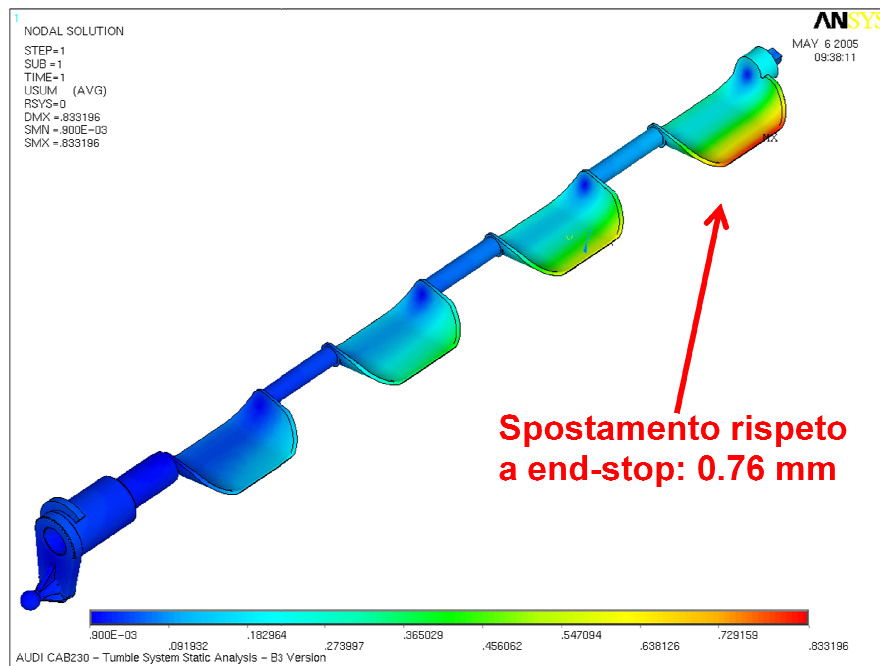
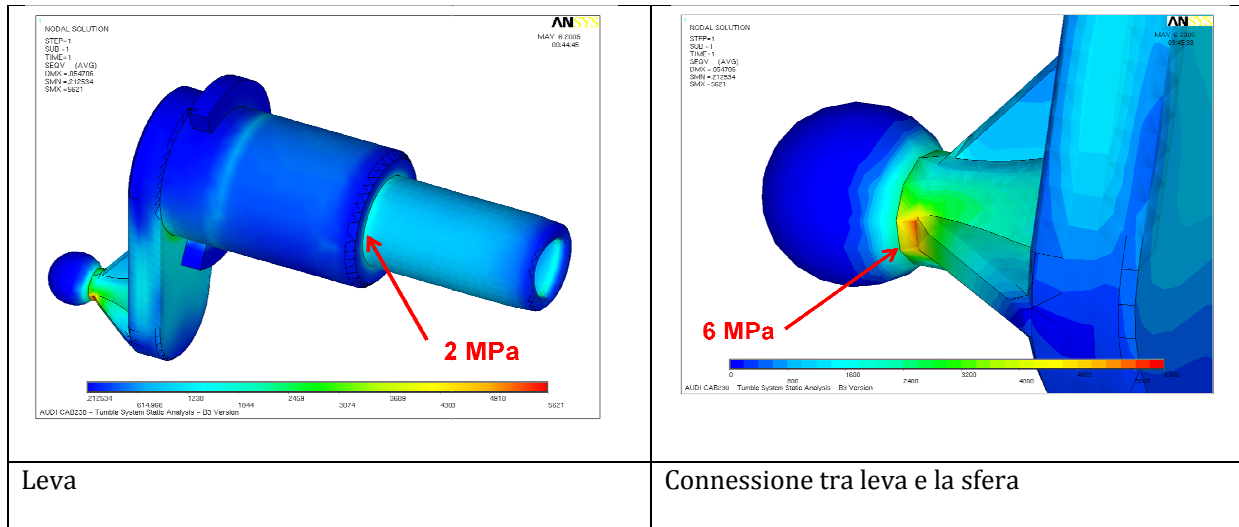
2. CARICO CASO 2: Analisi Statico strutturale con la flessione equivalente pari 0.226 Nm @ 110°C e la pressione di p=362mbar



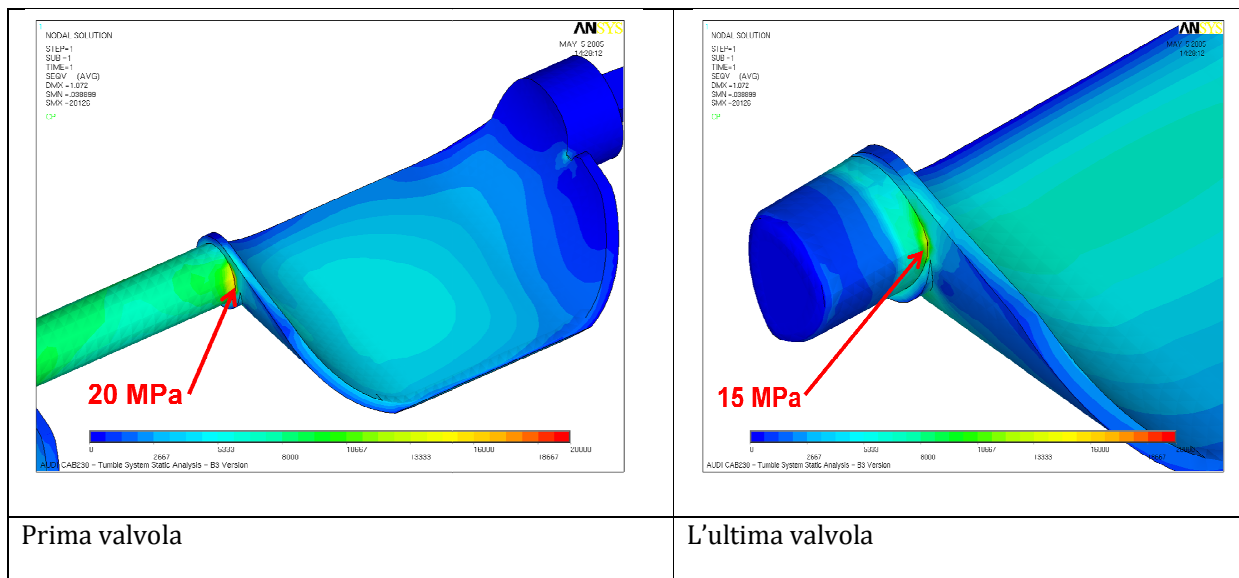
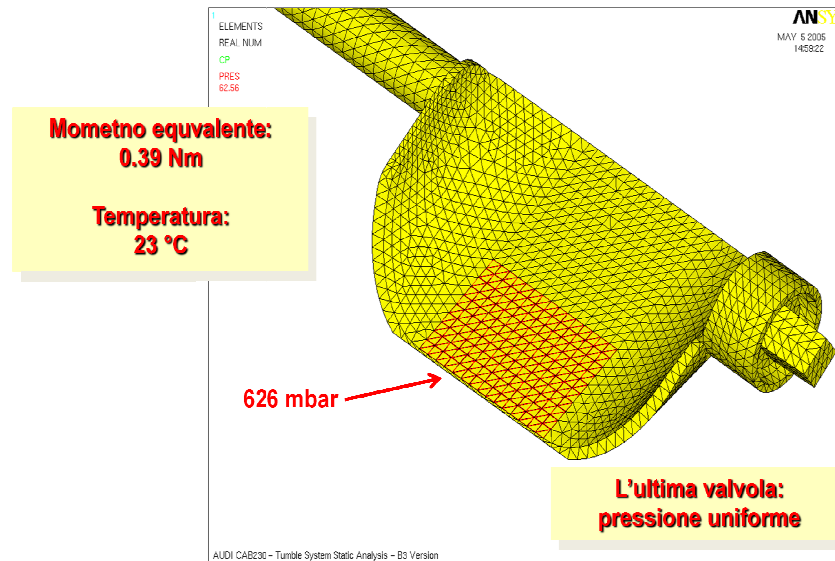
Prima valvola

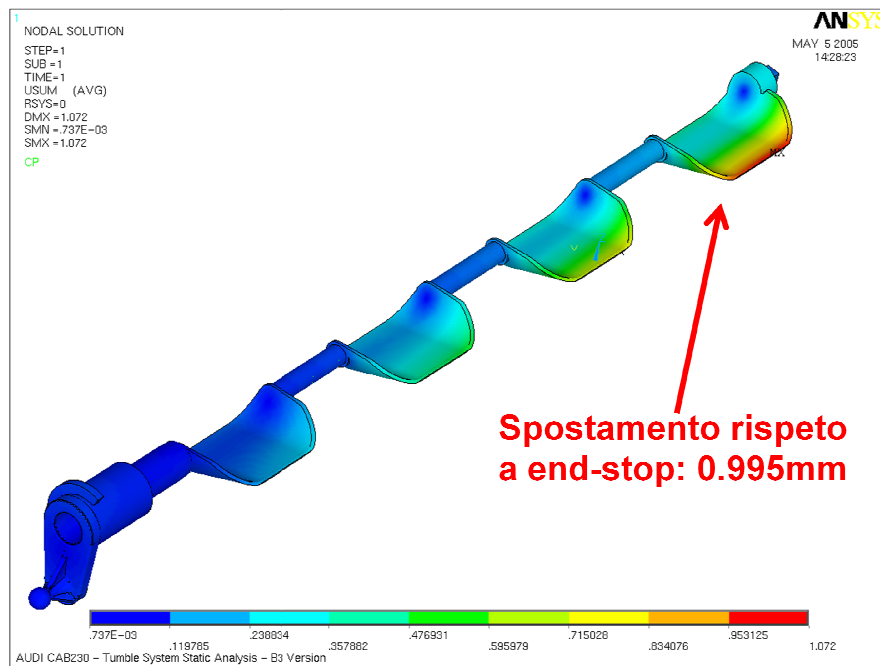
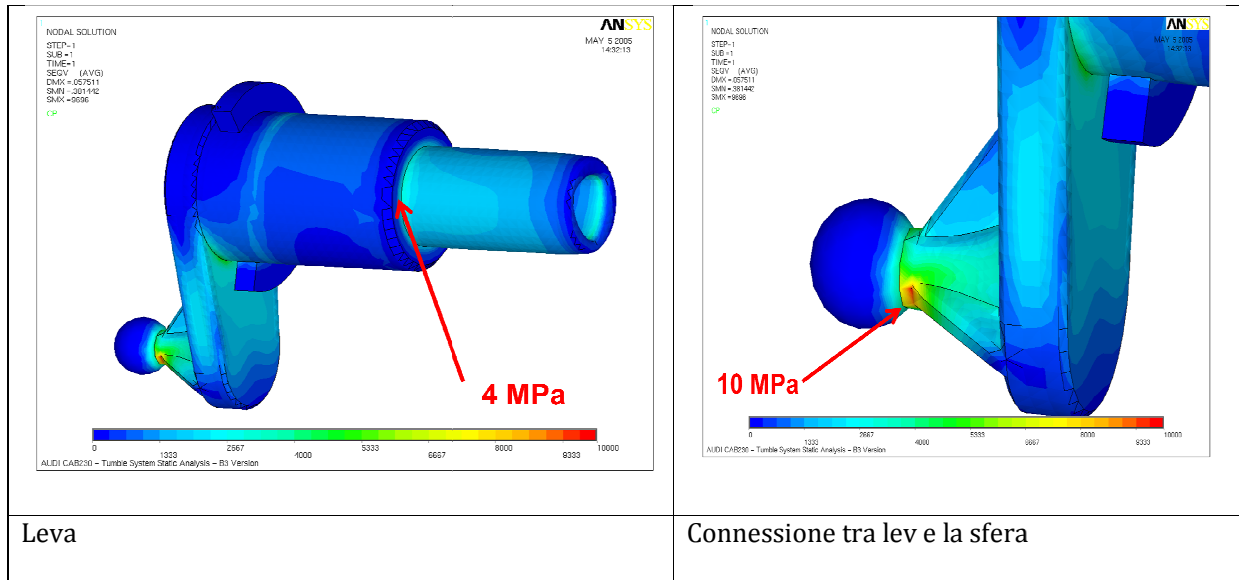


L'ultima valvola

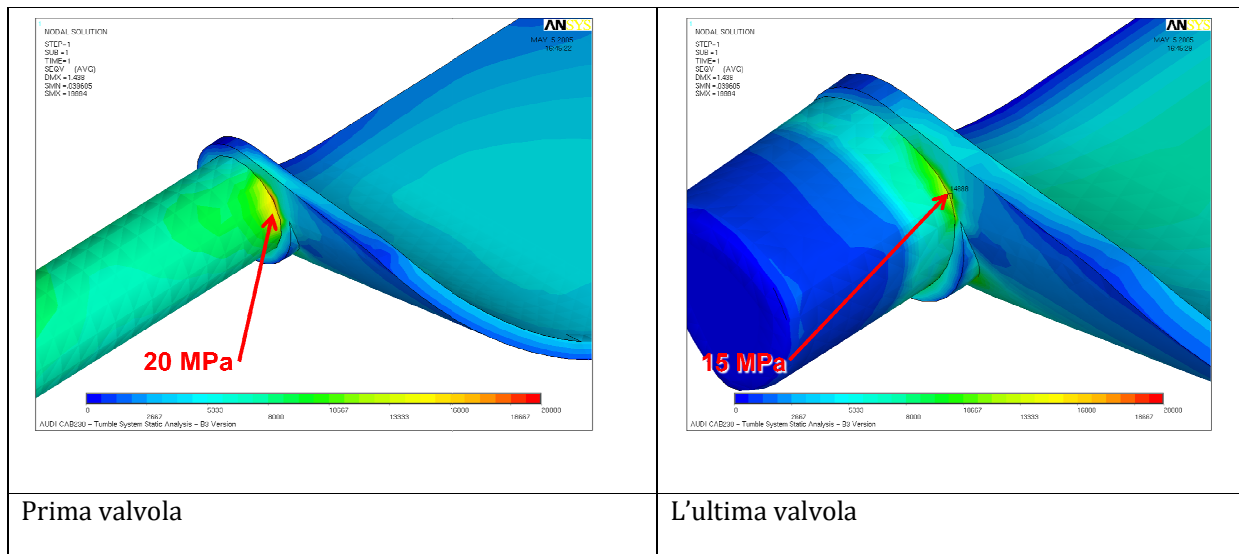
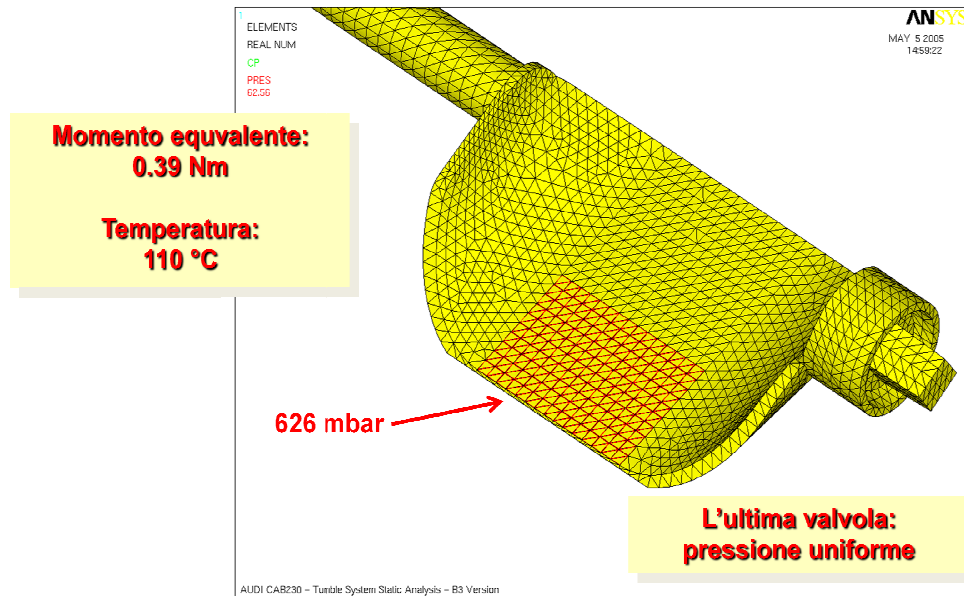


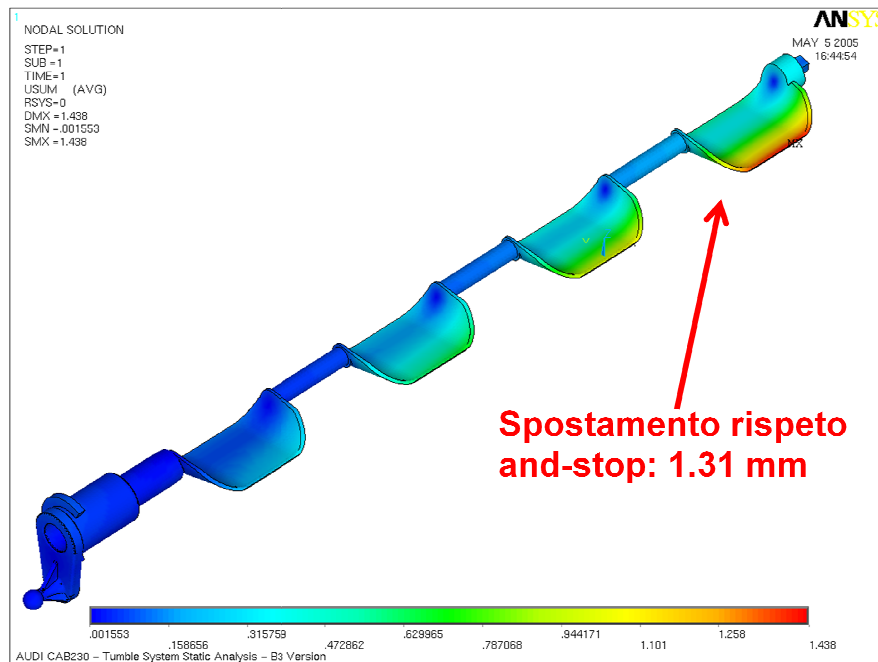
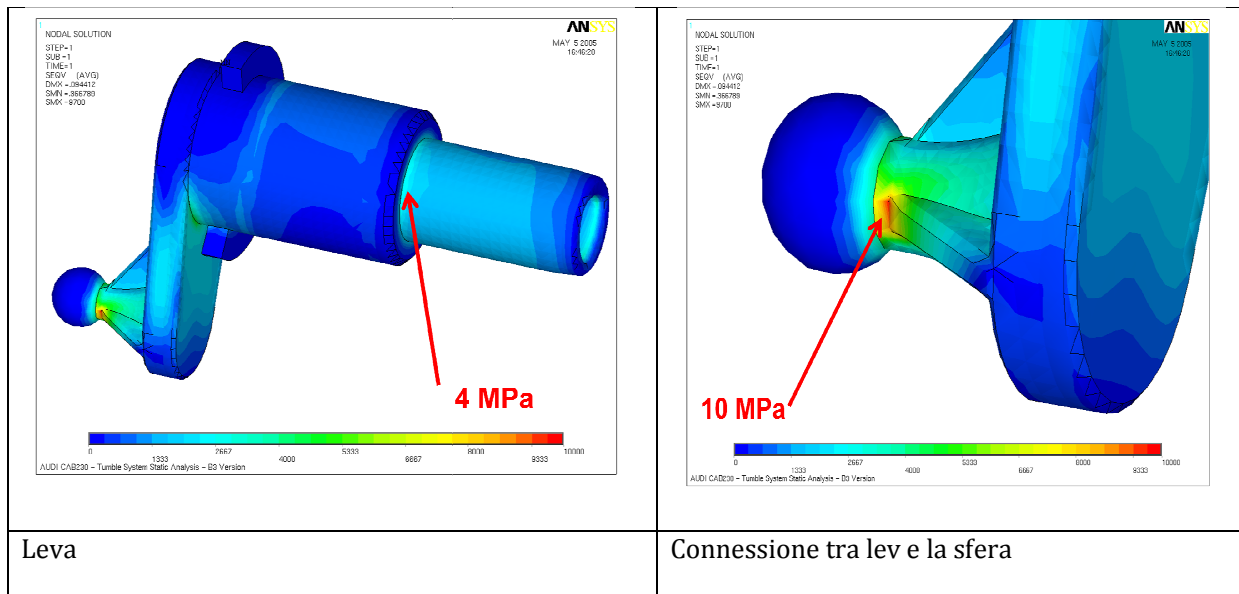
3. CARICO CASO 3: Analisi Statica strutturale con la flessione equivalente pari 0.39 Nm @ 23 °C e la pressione di  $p=626\text{mbar}$





4. CARICO CASO 4: Analisi Statico strutturale con la flessione equivalente pari 0.39 Nm @ 110°C e la pressione di  $p=626\text{mbar}$





L'ultiem simulazioni, mostrano in modo ben visibile che la pressione applicata sulle farfalle non provoca danni distruttivi sulla leva, come si è pensato. La tensione che provoca questo tipo dic airco è varia intorno a 10 MPa che è sotto la tensione di rottura di questo tipo di materiale di cui l'abero è stato realizzato. Anche in questo caso si è potuto dimostrate che le simulazioni numeriche e le prove spriementali realizzati tutti per il scopo di milgiorare l'affidabilità dei componenti, si è mostrata utile.

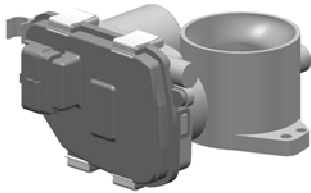


## CORPO FARFALLATO

---

### DESCRIZIONE DEL CORPO FARFALLATO

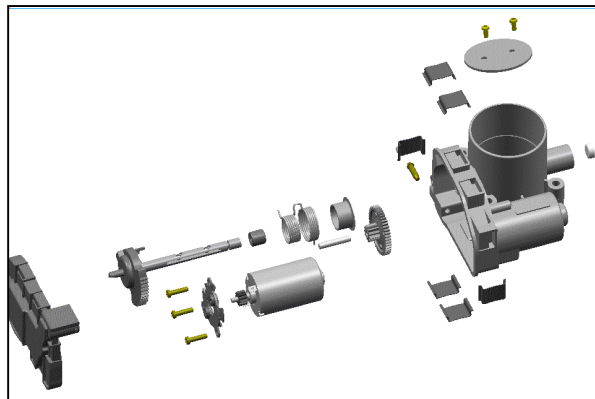
---



L'evoluzione dei motori dovuta principalmente alle sempre più severe prescrizioni antinquinamento ha, di fatto, eliminato completamente dal settore automobilistico l'alimentazione a carburatore a favore dei sistemi a iniezione elettronica: il meccanismo che immette benzina nel flusso d'aria all'aspirazione non è più controllato da un sofisticato gioco di pressioni e depressioni, ma da una logica "intelligente" che è meno vincolata a principi di fluidodinamica (anche se i fenomeni di regolazione del flusso entrante e di miscelazione aria/combustibile intesi in senso stretto sono chiaramente da studiarsi in ambito fluidodinamico).

Lo sviluppo degli impianti d'iniezione del combustibile ha permesso di separare le funzioni principali del carburatore: vaporizzazione della benzina nel flusso aspirato e regolazione del flusso stesso. Il corpo farfallato è quindi concettualmente più semplice del carburatore, perché in pratica serve a controllare la sola portata d'aria, mentre la funzione di erogazione è demandata all'iniettore, che è gestito da un sistema di controllo indipendente.

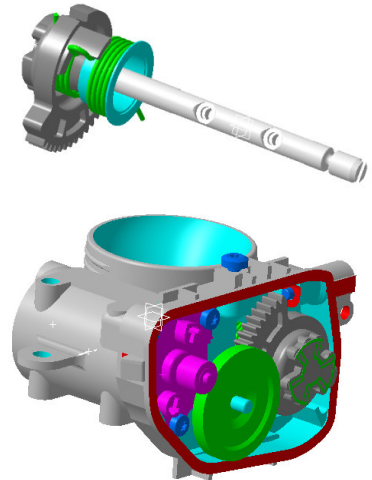
La funzione di regolazione del flusso d'aria aspirata è ottenuta muovendo una farfalla mobile in un condotto; la progressività di apertura della valvola, intesa come correlazione tra il movimento del pedale dell'acceleratore (corsa) e l'area netta di passaggio che è aperto nel condotto, è il parametro fondamentale che concorre a definire le caratteristiche del corpo farfallato. Il legame area/corsa del cavo acceleratore non è lineare, ma in generale è tale per cui durante la prima parte del movimento del pedale le aperture rimangono relativamente piccole, per poi recuperare tutta l'area nell'ultima fase della corsa del cavo, cioè quando il pedale acceleratore è completamente premuto. Quest'andamento è legato alla necessità di poter modulare l'erogazione del motore per la prima parte della corsa del pedale, cioè quella utilizzata più frequentemente nella marcia a bassa velocità con bassi carichi sul propulsore. In questo modo per una percentuale relativamente grande del corso acceleratore le effettive aperture del gas rimangono limitate, e si può quindi contare su una risposta più progressiva e meglio modulabile del propulsore. Le grandi sezioni di passaggio, necessarie per avere piena potenza, si ottengono invece soltanto con l'acceleratore completamente premuto o quasi.



Proseguendo con l'analisi delle caratteristiche generali di un corpo farfallato, passiamo ad analizzare le caratteristiche del meccanismo di azionamento.

La rotazione dell'albero su cui è calettata la farfalla si può realizzare, come già visto, con una leva semplice, con una leva a braccio variabile (camma), o con cinematismi più complessi. In ogni caso questi meccanismi fanno capo all'alberino sul quale è montata la farfalla, cui deve essere garantita la massima scorrevolezza e l'assenza di qualsiasi bloccaggio. Per qualsiasi motivo (usura dell'accoppiamento perno-corpo, accumulo d'incrostazioni di varia natura nel condotto e sui supporti del perno ecc.) la farfalla non ritorna esattamente alla posizione iniziale, il motore rimane accelerato, realizzando una situazione di massima gravità perché di elevato rischio per i passeggeri della vettura; se viceversa la farfalla non può ruotare, completamente, sono penalizzate le prestazioni del veicolo.

L'albero della farfalla ruota all'interno di boccole di metallo antifrizione, oppure su cuscinetti a rotolamento a rullini o a sfere. La farfalla è richiamata in chiusura da una molla torcente: si utilizzano sistemi che garantiscono il funzionamento del ritorno anche in caso di rottura di una molla, per evitare appunto il pericolo che il motore rimanga con il gas aperto. Per questo le molle di richiamo sono composte di due parti, e possono lavorare in parallelo (quindi, lavorano sempre entrambe) oppure in serie: nel primo caso se si spezza una molla, l'altra continua comunque a lavorare, e l'unica conseguenza è un carico inferiore al pedale acceleratore; nel secondo interviene una molla "di sicurezza" che fino a questo punto non era sollecitata.



Passiamo ora all'analisi vera e propria dei componenti fisici costituenti il corpo farfallato e delle funzioni che ciascuno di questi svolge all'interno del sistema, con le relative prestazioni, i più evidenti modi che guasto e le principali prove di validazione.

### *PARTI MECCANICHE*

Il corpo è realizzato in alluminio a pressofusione; sul materiale non sono prescritti altri trattamenti termici. La scelta dell'alluminio ha dovuto fondamentalmente alla necessità di garantire un peso contenuto, che da specifica deve per la versione base essere inferiore a 1 kg. Il condotto di passaggio dell'aria è cilindrico, ed è lavorato a rettifica per raggiungere la rugosità e le tolleranze richieste.

La portata è regolata dalla valvola a farfalla: si tratta di un disco di alluminio o ottone, di forma approssimativamente cilindrica; in realtà si deve pensare la geometria della farfalla come ottenuta sezionando un cilindro retto. Questa particolare geometria è necessaria innanzi tutto per evitare l'impuntamento della valvola nel condotto; si vedrà poi che nella pratica questa possibilità è inattuabile, perché è realizzata appositamente una battuta meccanica di minimo, quindi la farfalla non arriva mai a contatto con la superficie del condotto su tutta la sua circonferenza.

La farfalla è montata su un alberino costruito in acciaio inox, e sottoposto a tempra e rinvenimento, in modo da avere buone caratteristiche meccaniche. Il collegamento è ottenuto inserendo la farfalla in una cava realizzata longitudinalmente nell'albero, e fissando la posizione reciproca mediante due viti.

L'albero è montato dal lato della trasmissione su un cuscinetto a rullini, e dall'altra parte su una boccola di bronzo sinterizzata.

Per limitare la possibilità teorica di rotazione della farfalla attorno al proprio asse, si sono realizzate, sfruttando i fianchi del settore dentato, due battute meccaniche: una superiore contro il grezzo stesso, e un'inferiore contro una vite passante (vite di registro). Nel normale funzionamento, questi fermi meccanici non sono mai raggiunti, perché il controllo del motorino elettrico lo evita; l'unico caso di contatto tra settore dentato e battuta inferiore occorre a un tempo antecedente la prima accensione del motore (*key-on*), istante in cui avviene il self-learning della centralina. Da questo istante la battuta inferiore non è più raggiunta. Alloggiata tra settore dentato e condotto, avvolta attorno all'alberino della farfalla, è sistemata una molla di flessione. Si tratta di una molla a doppio principio, perché costituita da due tratti differenti collegati da un'ansa centrale di raccordo. Si tornerà a parlare nel dettaglio di questa molla torsionale a duplice effetto nel prossimo capitolo dove è stato studiato come metodi teorici, FEM e sperimentali il comportamento a fatica.

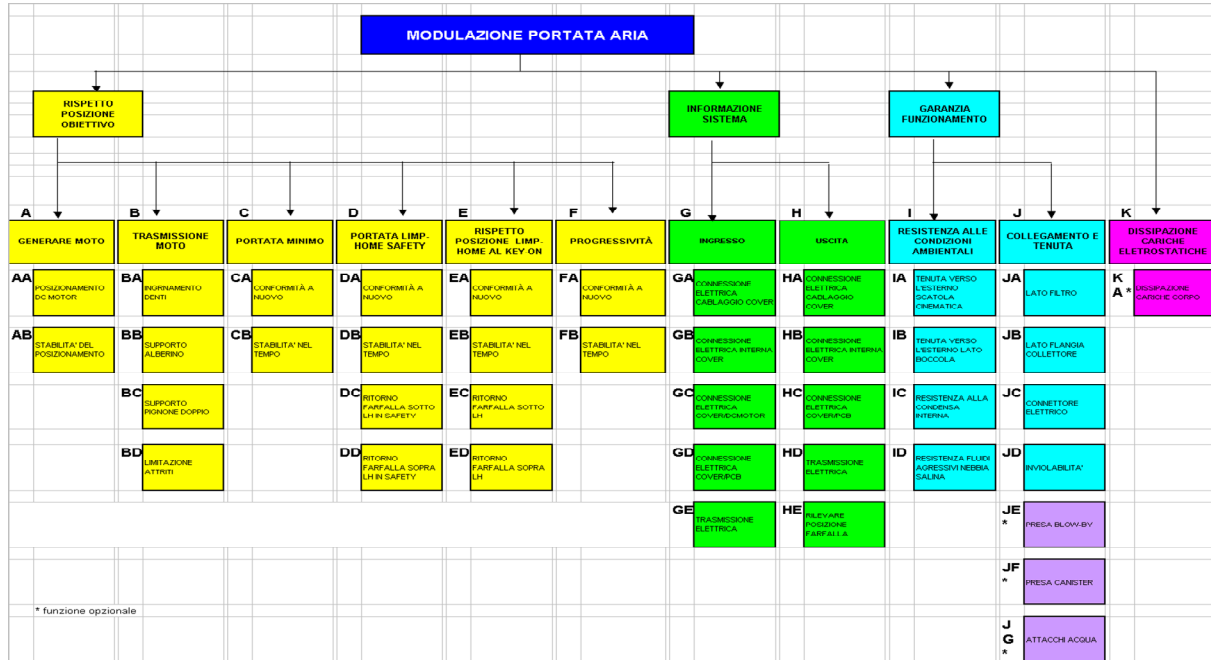
In particolare sono stati presi in considerazione i corpi farfallati *Drive By Wire* installati su:

- Peugeot
- Volkswagen (Polo e Golf)

Nell'avanzato sistema *Drive By Wire*- la farfalla all'aspirazione non è più collegata al pedale acceleratore tramite cavo meccanico, ma è pilotata dalla centralina sfruttando l'azione di un motorino elettrico. A seguito di una richiesta di coppia da parte del guidatore, realizzata premendo sul pedale dell'acceleratore, il potenziometro collegato al pedale invia alla centralina la sua richiesta, che viene attuata pilotando adeguatamente l'apertura della farfalla, l'anticipo dell'accensione, la sovralimentazione ed i tempi di iniezione, in modo da raggiungere un obiettivo di coppia che sia compatibile non solo con il mandato, ma anche con le condizioni di funzionamento vettura, per garantire l'integrità del motore e della trasmissione.

## ALBERO DELLE FUNZIONI

Si riporta di seguito l'albero delle funzioni per il corpo farfallato (modelli per Volkswagen e Peugeot )



---

CORRELATION MATRIX		REGULATE AIR FLOW-RATE																							
		TO REACH THE CORRECT POSITION																TO DIALOG WITH ECU				TO ASSURE FUNCTIONALITY WITH EXTERNAL CONDITION			
		To generate the motion		To transmit the motion		To assure the minimum		To assure the limp-home flow rate in recovery		To guarantee the L-H position at key on		Correlation between airflow rate and		INPUT		OUTPUT		TO ASSURE FUNCTIONALITY WITH ENVIRONMENTAL		TO ASSURE THE INTERFACE					
DESCRIPTION	Result	To generate the motion		To transmit the motion		To assure the minimum		To assure the limp-home flow rate in recovery		To guarantee the L-H position at key on		Correlation between airflow rate and		INPUT		OUTPUT		TO ASSURE FUNCTIONALITY WITH ENVIRONMENTAL		TO ASSURE THE INTERFACE					
		FUNCTIONALITY AND RELIABILITY OF THE SC-10100 AND NEW																							

## AFFIDABILITÀ TEORICA DELLE SINGOLE PARTI

Macro Componente (italiano)	Macro Componente (inglese)	MTTF h/mil	Fattore di utilizzo componente	Tempo t	Percorrenza miles	Affidabilità $R = e^{-\lambda t}$
CORPO FARFALLATO_lavorato	Throttle body_facing	62500000	1,0000	715,445	14913,4757	0,999761413
ALBERINO COMPLETO	SHAFT WITH GEAR	20332642,02		715,445	14913,4757	0,999964814
ROTORE SENSORE/LESS HELLA	ROTOR (SENSOR)	665601,7039		715,445	14913,4757	0,998925693
BOCCOLA GUIDA MOLLA	BUSH FOR SPRING	1067235,859		715,445	14913,4757	0,999329853
BOCCOLA ALBERINO	BUSH FOR SHAFT	3104625,893		715,445	14913,4757	0,995207888
COPERCHIO COMPLETO	COVER	2229157,379		715,445	14913,4757	0,993332144
FRAME BONDING	FRAME BONDING	1076194,576		715,445	14913,4757	0,986237973
FRAME DCM+	FRAME DCM+	1076194,576		715,445	14913,4757	0,986237973
FRAME DCM-	FRAME DCM-	1076194,576		715,445	14913,4757	0,986237973
GUARNIZIONE	GASKET-THROTTLE BODY	250000000		715,445	14913,4757	0,999997138
CUSCINETTO	BEARING	6596306,069		715,445	14913,4757	0,99891544
RUOTA DENTATA DOPPIA	DOUBLE GEAR	7751937,984		715,445	14913,4757	0,999907712
MOLLA FISSA COPERCHIO_CLIP	SPRING FOR FIXING COVER_CLIP	6570302,234		715,445	14913,4757	0,997732743
MOLLA RITORNO FARFALLA	SPRING FOR RITURING VALVE	174880,2071		715,445	14913,4757	0,995917299
MOTORE ELETTRICO CPL	ELETTRICAL MOTOR DC	111908,1458		715,445	14913,4757	0,993627248
RUOTA DENTATA_PIGNIONE	GEAR	7751937,984		715,445	14913,4757	0,999907712
RULLINO	PIN FOR DOUBLE GEAR	93457943,93		715,445	14913,4757	0,999840439
SFERA SPINA	CAP	31250000		715,445	14913,4757	0,999522883
SFERA VITE MINIMO	CAP	31250000		715,445	14913,4757	0,999522883
SPINA	PIN	48780487,8		715,445	14913,4757	0,999965333
TAPPO	CAP	48888,99753		715,445	14913,4757	0,985472488
VITTE FISSAGGIO MOTORE	SCREW_FIXING MOTOR	42735042,74		715,445	14913,4757	0,999651086
VITTE FISSAGGIO FARFALE	SCREW_FIXING VALVE	42735042,74		715,445	14913,4757	0,999651086
VITTE REGISTRO	SCREW REGISTER	42735042,74		715,445	14913,4757	0,999651086
VITE FISSAGGIO CORPO	SCREW_FIXING BODY	42735042,74		715,445	14913,4757	0,999651086
VALVOLA A FARFALLA	VALVE	1470588,235		715,445	14913,4757	0,999513616





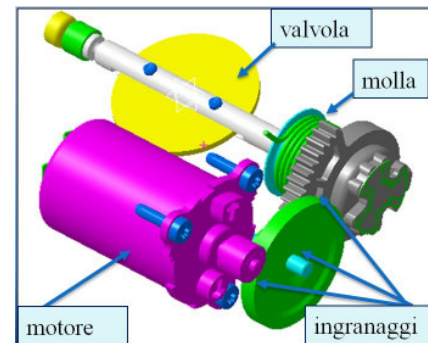
A horizontal timeline showing the progression of the COVID-19 pandemic from March 2020 to March 2021. The timeline is marked with dates at two-month intervals: 03/2020, 05/2020, 07/2020, 09/2020, 11/2020, 01/2021, 03/2021. A red bar highlights the period from approximately March 2020 to May 2020. A black dot is placed on the timeline at approximately September 2020, with the text 'COVID-19' written above it.

## MOLLA A DOPPIO EFFETTO (CORPO FARFALLATO)



Il controllo motore delle moderne autovetture è un sistema complesso ed accurato dove le velocissime centraline possono compiere il proprio dovere solo se affiancate da una meccanica ineccepibile ed estremamente affidabile: una potenza di 140 cavalli in corsa che emerge dal turbodiesel, pistoncini che schiacciano l'aria ad oltre 4500 colpi al minuto, iniettori ad altissima pressione, collettori dalle forme strane ed efficienti, valvole che si aprono e chiudono 75 volte in un solo secondo... ma solo se accompagnate al proprio posto da molle precise e robuste. L'intera disponibilità di una macchina può così ricadere sulle spalle di quella che a prima vista appare come una normalissima molla, e che invece racchiude dentro di sé gli sforzi estremi del progettista, l'attenzione quasi maniacale del realizzatore, l'ansia del responsabile di qualità.

Si tratta di una molla torsionale a doppio effetto in grado cioè di accoppiare due diverse funzioni, quella di apertura e chiusura della valvola a farfalla in condizioni di normale funzionamento (stato di "ritorno") e quella di movimentazione della stessa nel caso di malfunzionamento del sistema e messa in sicurezza del mezzo (stato di "limp-home" che consente di portare a bassa velocità il mezzo fino al meccanico). Questa molla è progettata a vita infinita, disegnata per durare per sempre, anche ai carichi più estremi possibili ed è stata prodotta in milioni di esemplari, destinati ad essere soggetti per anni alle condizioni di funzionamento più disparate.



Realizzata mediante filo a sezione circolare trafilato a crudo in acciaio Inox, ha una resistenza meccanica dell'ordine dei 1.700-1.900 MPa che non deve essere superata per nessun punto e in nessuna condizione di carico. Conoscendo il diametro del filo (1.6mm), il diametro dell'avvolgimento (20-25mm), gli angoli di torsione, il numero di spire utili, la lunghezza dell'elica (376mm), caratteristiche meccaniche del materiale ( $E=185\text{GPa}$ ;  $\nu=0.36$ ), ma soprattutto il momento massimo richiesto (dell'ordine dei 420Nm), tramite le norme UNI-EN-13906-3 si stimano le tensioni massime nei punti più sollecitati. Grazie a questi calcoli si ottengono inoltre valori di tensione che possono essere utilizzati come punti da inserire nel diagramma di Goodman-Smith per valutare la resistenza a fatica di molle di torsione. Nel caso specifico i calcoli sono stati ripetuti in modo differenziati per le due parti strutturali in cui può essere considerata suddivisa la molla torsionale a doppio effetto (ossia relativi al funzionamento di ritorno e di limp-home) portando a verificare la correttezza dei fattori di sicurezza adottati. A rigore le equazioni utilizzate nel progetto sono applicabili soltanto nel caso di una molla di torsione con estremità bloccate (condizione realistica), guidata in un movimento circolare (condizioni parzialmente realistica), non soggetta ad attrito tra le spire (condizione non realistica).

La particolarità di questa molla, la molla lavora a flessione ed è a doppio principio, rende difficile un confronto con il materiale sulle molle presente in letteratura. La criticità evidenziata da prove in azienda dove il componente, corpo farfallato, l'assemblato dov'è fatto lavorare la molla in questione, montato e fatto lavorare su un banco vibrante, ha manifestato in alcuni casi un mancato funzionamento a seguito della rottura di questa medesima molla, rende necessaria una prova *ad hoc*. L'esigenza di separare il funzionamento della molla da quello del resto del corpo farfallato, è dettata

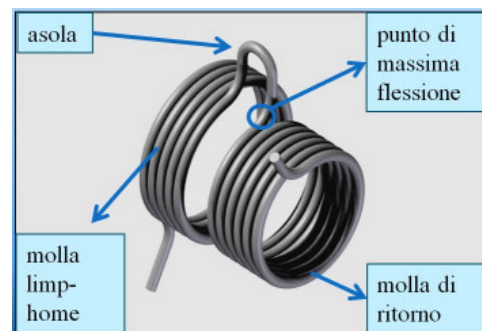
dal voler eliminare molte variabili non controllate date dalla presenza di banco vibrante, stress termico e tolleranze dimensionali dei componenti dell'assemblato, per giungere a un risultato in termini di affidabilità del componente molla per la funzione cui è preposta.

La macchina sperimentale concepita intorno alla geometria della molla, crea su di essa una situazione tensionale simile a quella reale. I risultati ottenuti, alla fine delle prove, secondo il metodo di acquisizione ci permetteranno di ricondurci a una probabilità di rottura. Integreremo quest'ultima in una teoria affidabilistica che generalizzi quanto visto per il campione in prova a tutte le molle con quella specifica.

Alloggiata tra settore dentato e condotto del corpo farfallato (descritto nel capitolo precedente), avvolta attorno all'alberino della farfalla, è sistemata una molla di flessione. Si tratta di una molla a doppio principio, perché costituita da due tratti differenti collegati da un'ansa centrale di raccordo.

**MOLLA DI LIMP-HOME:** parte di molla dalla parte della farfalla, è avvolta attorno ad un collare guida di materiale plastico sistemato sul grezzo; l'estremo della molla serve a bloccarne la rotazione libera, ed è vincolato al corpo di alluminio. Questa parte di molla lavora solo nel percorso angolare dalla posizione di limp-home allo stop meccanico inferiore, nell'intorno della posizione di minimo;

**MOLLA DI RITORNO:** parte di molla dalla parte della trasmissione, è quasi completamente inserita all'interno del settore dentato del costampaggio, alla quale è vincolata da un estremo in aggancio; lavora in quasi tutta la corsa utile della farfalla, dal limp-home alla massima apertura.



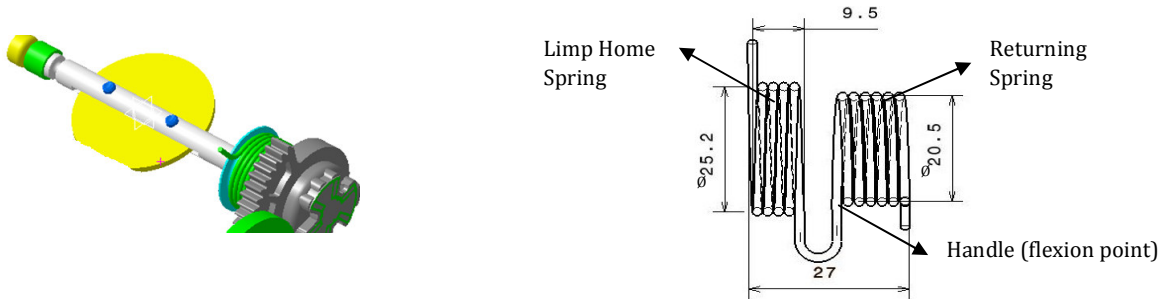
L'obiettivo finale è quello di riprodurre in modo corretto la condizione di funzionamento della molla e per fare questo si deve necessariamente passare per lo studio delle sue posizioni con attenzione anche agli organi dov'è alloggiata. Dopo la descrizione dell'insieme del corpo farfallato dove questa molla è montata, sarà ora descritta la molla più specificatamente. La molla a doppio principio, è ottenuta piegando opportunamente un filo di acciaio austenitico non trattato termicamente, in modo da ottenere due serie di spire, della prima e della seconda parte della molla. Una volta ottenuta la molla a doppio principio, sono piegati i rampini uscenti e l'ansa centrale della molla. Queste estremità si adageranno sulle battute del corpo farfallato, e consentiranno di movimentare la molla. Le geometrie descritte si realizzano con una forchetta che piega il filo facendogli raggiungere la forma desiderata. Il processo di lavorazione della molla, però, comporta in alcuni casi degli schiacciamenti derivanti dallo strisciamento della forchetta, che può fungere da innesto di cricche a fatica.

## FUNZIONAMENTO DELLA MOLLA

Molla torcente che è montato nel corpo farfallato di un collettore di aspirazione, come sopra descritto ha la funzione di far ritornare la valvola a farfalla alla posizione iniziale. La molla è scomponibile in due parti in base alle funzioni che svolgono.

La prima parte, con il diametro più grande, chiamata limp-home è quella che consente un funzionamento in caso di anomalia della molla di ritorno. Limp-home vuol dire letteralmente "tornare zoppicando a casa", e fa riferimento a un'apertura della valvola a farfalla di circa sette volte più piccola di quella che si ha durante il funzionamento normale. Il motore, in un'avaria del genere, è alimentato da una porzione d'aria che consente la corsa della macchina fino a casa o a un'officina dove si possa cambiare la molla in questione. La seconda parte, sarà quella più interessante per quale si costruirà la macchina di prova intorno ad essa, è chiamata semplicemente "molla di ritorno". Questa serve a garantire una chiusura della valvola a farfalla in condizioni di normale funzionamento.

L'intera molla è montata con un precarico, espresso in angoli di rotazione, che è differente per entrambe le parti della molla, come vediamo nelle specifiche del disegno [1]. Il precarico è fondamentale per la molla per completare bene la sua funzione; per questo motivo andremo a fare delle considerazioni decisive per quel che riguarda la geometria della macchina e il suo funzionamento in sede di progettazione. Servirà, infatti, un posizionamento corretto della molla rispetto a riferimenti che prenderemo, e una altrettanto corretta movimentazione che è ottenibile direttamente con dei motori controllati in posizione.



In particolare sono state studiate le molle denominate:

- BL.007997 / BL.00794874 ("Bauman")
- BL.0015858 ("nuovo fornitore")

---

### CALCOLI DI DIMENSIONAMENTO TEORICO

---

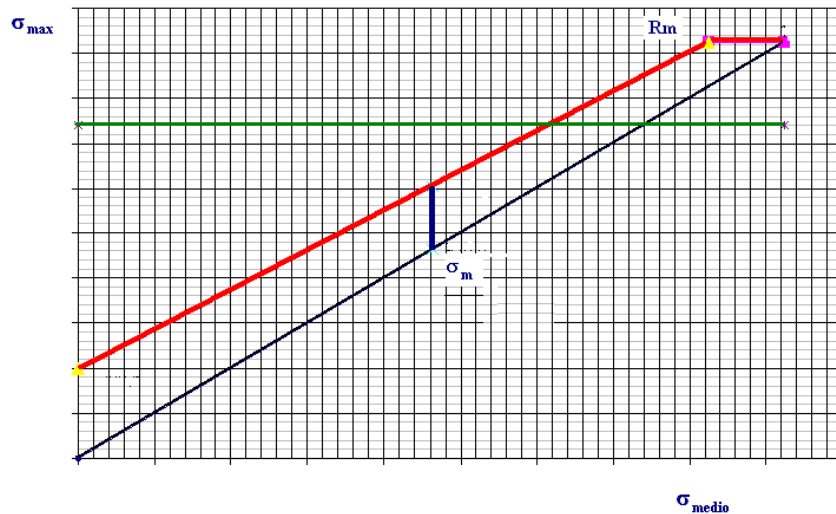
Sono presentati in seguito dei calcoli effettuati sulla molla, che evidenziano le sue caratteristiche, e forniscono i dati necessari alla realizzazione di una sua movimentazione in condizioni simili a quelle reali. È mostrato un rapporto delle dimensioni in lunghezza col diametro del filo che lasciano intuire l'ordine di grandezze cui abbiamo a che fare. Lo stesso si ripete per il momento torcente corrispondente alle posizioni 1 e 2, dove sono stati inseriti dati di confronto dei momenti torcenti rispetto al momento torcente da applicare alla posizione 2. Per quello che riguarda i dati in tensione nella tabella, è presente un valore che indica il rapporto col valore di tensione minima di rottura per il caso statico.

## VERIFICA A FATICA MOLLA RITORNO

diametro filo	$d_f / d_f$	1			
diametro medio di avvolgimento	$D / d_f$	12,8125			
raggio di curvatura del raccordo con il terminale	$R / d_f$	2,63			
fattore di correzione della tensione nell'elica	$q_c$	1,072			
fattore di correzione della tensione nel terminale	$q_t$	1,171			
modulo di elasticità	$E / E$	1			
angolo di torsione al precarico (pos1)	$\alpha_1 / \alpha_2$	0,53	diametro interno pos. 1	$D_{i-1}$	11,315
angolo di torsione sotto carico (pos2)	$\alpha_{1-2} / \alpha_2$	0,47	diametro interno pos.2	$D_{i-2}$	10,906
angolo di torsione max (pos2)	$\alpha_2 / \alpha_2$	1,00			
numero di spire intere (pos0)	$N$	5,00			
angolo ultima spira	$\alpha_{ult} / \alpha_2$	7	0,05		
<b>Posizione</b>		<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	
numero di spire utili	$N$	5,85	6,08	6,29	
lunghezza dell'elica	$L_{ko}$	235,25			
tensione max.indotta dalla torsione (pos1) non corretta	$\sigma_1 / R_m$	0,325			
tensione max.indotta dalla torsione (pos2) non corretta	$\sigma_2 / R_m$	0,611			
momento corrispondente	$M_1 / M_2$	<b>0,53</b>			
momento corrispondente	$M_2 / M_2$	<b>1,00</b>			

VERIFICA STATO TENSIONALE STATICO				
	POSIZIONI	0	1	2
Momento		0	0,53	1,0
tensione nell'elica	$\sigma$	0	0,347	0,611
tensione corretta (nell'elica)	$\sigma_{qc}/Rm$	0	0,347	0,655
<b>tensione corretta (nel terminale)</b>	$\sigma_{qt}/Rm$	0	0,378	<b>0,712</b>
carico minimo di rottura filo	$Rm/Rm$	<b>1</b>		
aumento $Rm$ dopo trattamento termico	$Rm^*/Rm$	0,088235		
$Rm$ effettivo	$\sigma_t/Rm$	<b>1,088235</b>		
$Rs/Rm$		0,8		
resistenza al limite di proporzionalità ( $Rp_{0,2}$ )	$\sigma_s/Rm$	0,870588		
<b>coeff.di sicurezza statico al limite di proporzionalità (<math>Rp_{0,2}/\sigma_{qt}</math>)</b>	<b>S</b>	<b>1,22</b>		
STATO TENSIONALE DINAMICO (FATICA)				
tensione media	$\sigma_m/Rm$	9,1		
rapporto $Lf/Rm$	0,45			
fattore d'influenza dello stato superficiale	0,6			
fattore d'intensificazione per difetti di piegatura	0,8			
<b>limite di fatica teorico</b>	$\sigma_f/Rm$	<b>0,2347</b>		

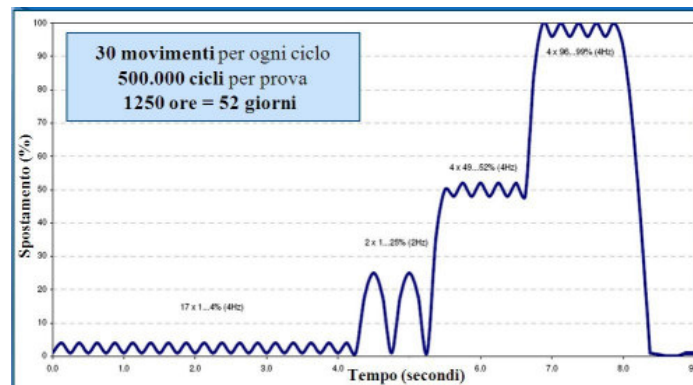
Si può notare che la molla progettata per avere una vita infinita, ha un coefficiente di sicurezza troppo basso. Dai calcoli sulla molla otteniamo anche diagramma di Goodman, che servirà a capire meglio l'entità massima delle tensioni che possono verificarsi nelle sollecitazioni cicliche che si producono. Con questo diagramma faremo, in seguito, delle considerazioni qualitative, sul fenomeno della fatica; esula dagli obiettivi del lavoro presentare dei dati numerici.



### OSSERVAZIONE DELLE ROTTURE

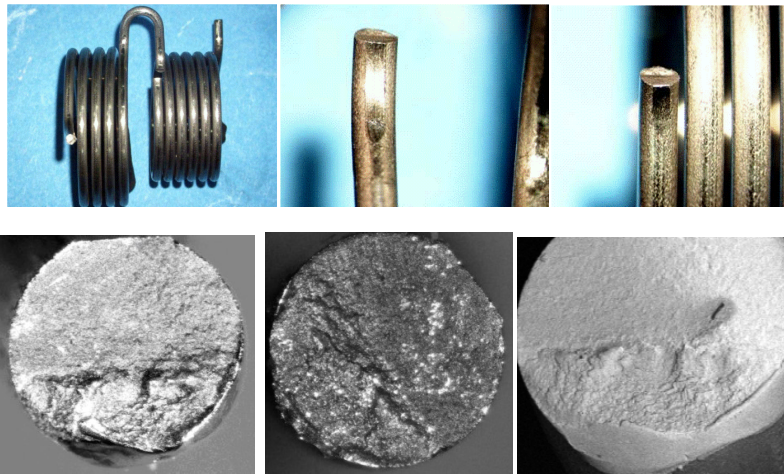
La fatica è un fenomeno meccanico per cui un materiale sottoposto a carichi variabili nel tempo (in maniera regolare o casuale) si danneggia fino a rottura nonostante l'intensità massima dei carichi in questione sia sensibilmente inferiore a quella di rottura o di snervamento statico del materiale stesso.

Messo insieme il corpo farfallato, come descritto nel primo paragrafo, è fatta una prova su banco vibrante, che per la molla si traduce in una sollecitazione. Di quella prova svolta in azienda, sarà riproposta, nella macchina da realizzare, soltanto la parte riguardante la zona cerchiata, secondo uno schema che richiameremo nel prossimo capitolo. In questa prova alcune molle si sono rotte. Da esami allo stereo microscopio dei provini rotti, è evidenza una morfologia di rottura per fatica. La zona d'interesse dell'innesco del fenomeno della fatica è quella dove si ha una curvatura di un fattore 2.625 diametro del filo, in corrispondenza del quale si nota un appariscente stiramento dovuto alla rotazione del filo in fase di realizzazione di quella curvatura, probabilmente un processo da rivedere quello della formatura della molla in corrispondenza dell'ansa di raccordo che presenta una situazione tensionale complessa.





La dinamica d'inizio della rottura e propagazione; la quale è continuata fino a che la sezione resistente del filo era troppo piccola perché sopporti il carico, ha ceduto per schianto. La presenza compressione/schiacciamento, quasi evidente del filo a detta del fornitore sono conseguenti al sincronismo dell'avanzamento del filo rispetto alla rotazione del mandrino di piegatura. Detto inconveniente comunque intrinseco nel processo di formatura a rientra nei limiti fissati da contratto e in passato non ha mai generato problematiche di qualità del componente già utilizzato sui corpi farfallati.



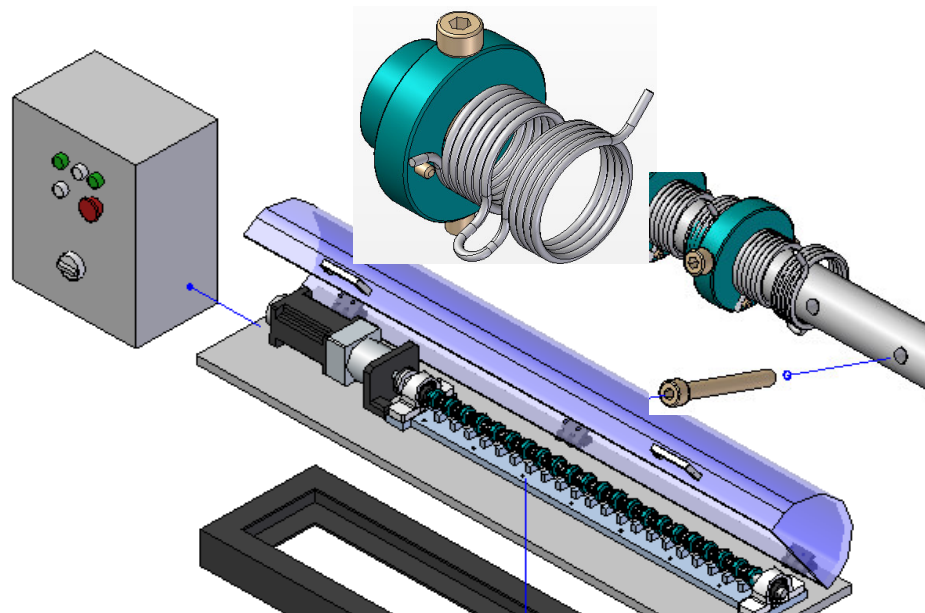
Altro punto trattato è il limite di fatica della molla che a calcolo (diagramma di Goodman) che risulta ai limiti superiori con il materiale utilizzato. Dal diagramma di Goodman ricavato dai calcoli, si nota che il ciclo di carico va pericolosamente ai limiti della tensione massima, mentre una condizione di sicurezza dovrebbe imporre al materiale di non avvicinarsi in quel modo alla tensione massima. Nell'ipotesi di eventuali miglioramenti del posizionamento a fatica della molla utilizzando lo stesso acciaio inossidabile austenitico in qualità superiore HS (High tensile), bisogna stare attenti al rifasamento della molla, preposta a quella determinata funzione. Un acciaio diverso, infatti, richiederebbe un successivo esame su modi di risposta della molla in modo che la legge di moto della chiusura della valvola a farfalla rimanga invariata.

---

### PROGETTAZIONE DELLA MACCHINA DI PROVA A FATICA

---

Lo studio condotto sulla molla è ora sintetizzato nella descrizione della progettazione della macchina. Le funzioni principali da rispettare durante la costruzione erano funzionalità, facilità di realizzazione e necessità di ricambiare facilmente le molle alla fine della prova. Partendo dalla forma della molla di ritorno, e in seguito presentato un modo semplice e funzionale di riferire la molla e di farle completare li stessi spostamenti che porta a termine nel suo funzionamento reale. In queste condizioni faremo lavorare le molle per un certo numero di ore, durante le quali bisogna controllare il numero di molle che stanno lavorando in condizioni previste e quelle che eventualmente si romperanno. Alla fine di prova sarà necessario spegnere il motore, con procedure di sicurezza, e smontare l'estremità dell'albero, che è più conveniente allo scopo, al fine di ricambiare le molle, mettendo il nuovo set di venti molle da provare.



### DESCRIZIONE DELLE PARTI

Un sistema snello e di facile realizzazione, attorno alla quale è realizzata tutta la macchina, è quello che vediamo nelle prossime figure. La boccola presenta delle lavorazioni semplici di tornitura e alcune altre come i fori per le spine, che per la precisione richiesta è bene che siano svolte in una macchina a controllo numerico. È opportuno scendere in dettaglio per comprendere meglio dove va prestata maggiore attenzione.

Foro passante: La necessità di rendere la boccola solidale all'albero, è dettata dall'esigenza di movimentare 20 molle, e quindi 20 unità funzionali boccola-molla, contemporaneamente. A questo scopo deve essere realizzato un foro passante, con il diametro più grande della boccola. Questo foro sarà la sede della spina di riferimento con testa che troverà sull'albero un foro passante, il diametro dell'albero stesso della stessa dimensione del foro della boccola. Sono previste 20 molle per le quali utilizzeremo 21 boccole, e quindi avremo bisogno di 21 fori passanti sull'albero. È bene che la lavorazione di foratura si realizzi con un solo posizionamento dell'albero, in modo tale che non si perda la complanarità degli assi dei fori ivi realizzati. L'accoppiamento tra foro della boccola e diametro esterno dell'albero permette alla boccola di rimuovere e di ruotare attorno all'albero stesso; la spina invece blocca questi due gradi di libertà rendendo la boccola solidale all'albero. Per facilitare il ricambio delle molle dobbiamo evitare di scegliere spine elastiche o coniche, scegliendo quelle con testa, che riferiremo dalla parte opposta della boccola con un anello elastico di sicurezza seeger alloggiato in un'opportuna cava che realizzeremo sulla spina stessa.

Foro di riferimento per l'ansa terminale della molla di ritorno: Per com'è stato concepito il riferimento delle molle (posizione 0), con precarico (posizione 1) e carico (posizione 2), serve realizzare sulla boccola un altro foro dove monteremo un'altra spina. In questo caso la spina non serve che sia removibile per cui realizzeremo un accoppiamento tra questa spina più piccola della precedente e la boccola con interferenza, senza occuparci ulteriormente di esso.

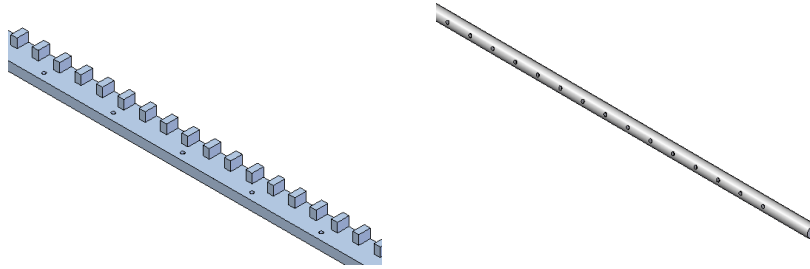
Foro centrale boccola: Il foro centrale della boccola sarà la parte della boccola da accoppiare con l'albero. Non sarà qui necessaria una tolleranza stretta in fase di realizzazione, anche se sarà da preferire una tolleranza in eccesso del valore del diametro del foro piuttosto che in difetto, visto che un foro "troppo stretto" renderebbe difficile lo scorrimento della boccola stessa sulla superficie dell'albero, rallentando il ricambio delle molle.

Sgrossatura che farà alloggiare la parte limp-home della molla: La parte della molla con il diametro maggiore, limp-home, non è in nostro interesse per questa prova, è quello di ricavare dati sulle ore di funzionamento nelle condizioni descritte della molla di ritorno della valvola a farfalla. Per mantenere l'interezza del provino, però, bisogna pensare a dove far alloggiare questa parte della molla. Si realizza dunque una sgrossatura al tornio, questa volta senza occuparci della tolleranza, di diametro inferiore a quello interno delle spire della parte limp-home. La molla in disegno è nella posizione zero, per vincolare la molla all'albero e alla spina più piccola sono state costruite altre due superfici, la proiezione di una delle quali ha determinato il posizionamento del foro per la spina piccola.

Un accorgimento costruttivo, che rende uguali tutte le boccole per quello che riguarda il posizionamento del foro per la spina più piccola, è una spianatura che si potrebbe realizzare sullo stesso asse del diametro del foro passante per l'alloggiamento della spina di riferimento. Realizzando, infatti, entrambi questi posizionamenti che risulterebbero, peraltro, identici per tutte le boccole andremmo a fissare due superfici di riferimento per una chiusura di una morsa che potrebbe bloccare la boccola in una posizione nota. La successiva operazione di foratura, che realizza la sede della spina piccola, potrà essere fatta precisamente rispetto a queste due superfici che abbiamo ricavato. Questa modifica implicherebbe un ridimensionamento della spina passante che è in questo caso più corta.

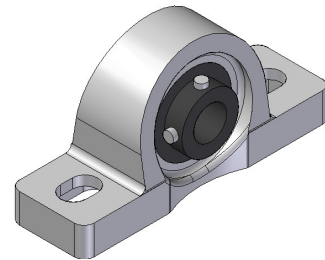


Una volta descritta l'unità boccola - molla si passa alla struttura portante di quest'unità, che come accennato è un albero. Il diametro esterno dell'albero è stato scelto come compromesso tra l'esigenza di movimentare in modo corretto tutte le molle e riprodurre un riferimento simile a quello che nella realtà si trova ad avere la molla di ritorno. Dalla tabella dei calcoli abbiamo determinato il diametro minimo delle spire interne della molla in corrispondenza della deformazione massima, posizione 2. Un eventuale appoggio che non permetterà la rotazione della molla in senso non desiderato, deve essere non molto più grande dell'ansa stessa. Decidiamo di ricavare una struttura del genere da un profilato "L", cercando di ottenere nello stesso tempo i denti. L'ottenuta barra, deve però essere rimovibile, e quindi ha bisogno di un riferimento esatto sul piano della nostra prova. Si rimedia a questo fissando quattro spine di riferimento sul basamento, per far rendere concreto la battuta alla barra indentata.

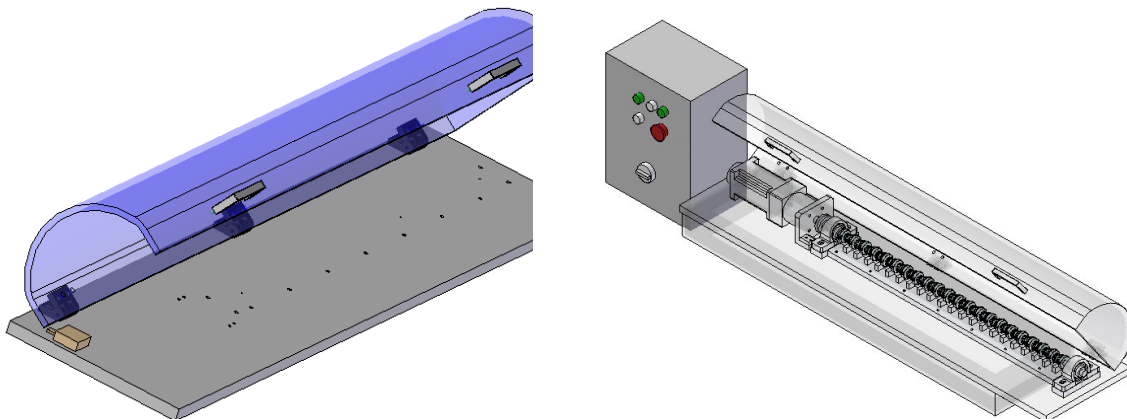


È d'obbligo fare un'altra considerazione in merito alla rigidità dei denti che andiamo a realizzare, li consideriamo, infatti, come rigidi in modo tale che le forze che devono assorbire non vadano a deformarli. Permetto che le forze in gioco sono piccole, vale la pena, un dimensionamento in scala col disegno, sembra garantire una rigidità sufficiente.

L'albero descritto sopra ha bisogno di due appoggi ruotanti, come possono essere i cuscinetti. Per una struttura snella, come quella della nostra macchina, useremo dei supporti che fissano la posizione dell'albero. I supporti commerciali scelti sono di facile reperibilità, e consentono, una registrazione della posizione dell'albero grazie alle asole e a spessori che si possono, sui quali si può appoggiare il supporto stesso. Questi supporti non sono riferiti con degli spallamenti sull'albero, bensì con dei grani disposti a  $90^\circ$ . Questa soluzione ci consente di non dover lavorare l'albero, per ricavare gli spallamenti e al contempo, data la piccola entità dei carichi assiali, di tenere fermo l'albero nella posizione di montaggio. Il ricambio delle molle, impone di dover smontare uno dei due supporti, e tra i vantaggi di questi pezzi commerciali è quello della semplicità con cui si potrà estrarre e riposizionare questo pezzo.



Come intera struttura funziona grazie a un motore elettrico, ci impone di prendere delle misure di sicurezza, che isolino le parti in moto dall'esterno. Verrà in questa macchina realizzata una copertura in plexiglas che fisseremo con delle cerniere al basamento. Per apertura è prevista una maniglia. Affinché quest'apertura non avvenga, inavvertitamente, poniamo uno switch, un interruttore che è attivato dal peso del coperchio. Se questo segnale viene a mancare l'interruttore, stacca bruscamente l'alimentazione del motore, facendo fermare l'eventuale prova in corso.



Le fasi della prova saranno controllate tramite un plc programmato. All'interno di questa scatola porremo un dispositivo di controllo sul motoriduttore, che sarà connesso con dei cavi all'alimentazione, ai pulsanti e al motore stesso. Il dispositivo di controllo è fornito dalla stessa azienda del motoriduttore e consentirà una volta programmato, con un personal computer, di fornire dati sulle rotazioni che deve compiere l'albero del motore. Inoltre potrebbe servire come monitoraggio indiretto della coppia erogata istante per istante, che sarà il modo di capire quante molle stanno reagendo nei vari momenti della prova.

La molla in questione sviluppa una certa coppia resistente massima. Siccome venti di queste molle sono contemporaneamente in prova, sarà richiesto al motoriduttore di erogare una coppia almeno 20 volte superiore a quella di riferimento. Scelte di tipo diverso hanno portato a sovradimensionare il motore, scegliendone uno che sviluppa, infatti, una coppia di 3,38 Nm, a 3000 rpm. Il riduttore invece sarà monostadio, con un rapporto 1 a 8. Questi dati sulla taglia del motore e riduttore assicurano di avere, grazie al controllo, una coppia corretta per l'esperimento da compiere. Durante l'esperimento sarà controllata la rotazione attraverso un infracoder, che permette invece un corretto posizionamento in ogni ciclo di carico delle molle. Per imbrigliare la potenza del motore e gestirla correttamente, sarà usato uno JUPITER SERVO DRIVER, che una volta settato, è montato nella scatola di sicurezza, e dialoga con l'infracoder e il motore. Sarà realizzata inoltre un'interfaccia su un computer che registri i dati di coppia erogata istante per istante e numero di cicli effettuati.

Le indicazioni del catalogo del motoriduttore, parliamo qui dei due pezzi che arrivano assemblati dall'azienda, fanno capire che il gruppo va inserito in direzione assiale. Come si capisce dalla specifica che accompagna il gruppo assemblato motore e riduttore, il riduttore deve essere imbullonato ad una superficie ortogonale al piano del basamento. È quindi realizzata una piastra di acciaio con due "fazzoletti" che saranno fissati al basamento. La necessità di rendere coassiali l'albero del motoriduttore e l'albero con le molle, e la necessità di non appoggiare su basamento il fianco del motore, determina l'altezza dal basamento stesso dell'asse delle due alberi, e quindi fissano le dimensioni degli spessori dei sopporti, e della barra indentata che fungerà da riferimento ai rampini. Sarà utilizzato un giunto a flange, che ci consenta di accoppiare le due alberi di diametro diverso e consenta di realizzarlo in breve tempo in officina. Le due flange avranno dei fori preposti ai bulloni e delle cave per le linguette in corrispondenza degli alberi da accoppiare.

### *ASSEMBLAGGIO DEI COMPONENTI*

Il primo passo sarà di preparare il basamento, una lamina di 1300\*300\*20, con dei fori, dove quelli filettati serviranno a bloccare i componenti che si appoggeranno, mentre i fori semplici serviranno a inserire delle spine di riferimento. Si segue quindi col fissare la piastra di supporto del motoriduttore e in seguito si fa alloggiare il gruppo motore riduttore che arriva assemblato. Come primo montaggio si può preparare l'albero con tutte le unità boccola molla, e dopo aver montato il supporto dal lato del motore sul corrispondente, rialzo dal basamento, è fatto passare l'albero per il suo foro. Successivamente si può inserire il secondo supporto e presentarlo davanti alla sua sede dove verrà anch'esso imbullonato.

Può ora essere avvicinata alle sue spine di riferimento, la barra indentata, stando attenti a che le molle siano tutte girate nella direzione giusta. Una volta avvicinato correttamente, può essere fissata con dei bulloni, al basamento. Durante la prova il motore è controllato dal suo azionamento, posto nell'ambito



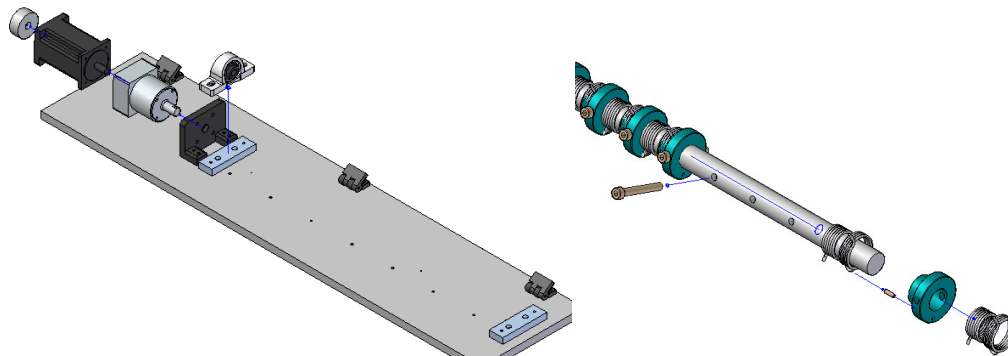
del comando, attraverso l'infra-coder e allo stesso tempo arrivano dati sulla coppia erogata che è il nostro controllo indiretto sul numero delle molle che stanno reagendo.

### *CONTROLLO DEL PROCESSO DI REALIZZAZIONE*

Messe da parte le incertezze sul progetto, si tratta ora di accertarsi che il produttore sia davvero in grado di fornire una molla che rispetti le caratteristiche previste al di là delle naturali variabilità e questo avviene attraverso la definizione di accordi commerciali che tengano conto delle specifiche qualitative. Nello caso particolare, i capitolati di acquisto stabiliscono che il fornitore certifichi alcune proprietà quali la composizione chimica, l'aspetto superficiale e le altre proprietà meccaniche; inoltre, il fornitore ha l'obbligo contrattuale di ripetere la caratterizzazione per ogni lotto di trafiliera. All'atto della campionatura, il fornitore deve comunicare: la designazione del materiale con chiara indicazione degli standard di prova; la composizione chimica degli elementi in lega con indicazione dei valori massimi e minimi stabiliti dallo standard di riferimento della materia prima; la proprietà meccanica del filo semilavorato utilizzato per la realizzazione della molla a torsione. Dalle prove meccaniche, in particolare, dovrà rilevare i dati relativi alla resistenza a trazione (che deve restare compresa tra 1.700 e 1.900 MPa su almeno 3 provini) e, facoltativamente, alla strizione delle sezione resistente oppure all'allungamento percentuale a rottura; attraverso microscopio elettronico a scansione dovrà acquisire micrografie di almeno 5 zone del filo a distanza di almeno 100mm l'una dall'altra; ulteriori informazioni dovranno essere acquisite dai risultati di una prova di avvolgimento secondo standard (UNI 5295) relativi al lotto. Particolarmente significativa appare la misura della strizione massima del filo dopo formatura della molla: anche qui, per garantire un certo controllo sulla variabilità, i valori dovranno essere misurati su almeno 5 molle prodotte con un unico lotto di colata della trafiliera. Le misure dovranno essere realizzate in tutti i punti in cui il raggio di curvatura sia inferiore a 5 mm e che quindi potrebbero essere soggette ad effetti imprevisti di concentrazione delle tensioni. I valori di strizione rilevati nella singola misurazione lineare dello spessore del filo dopo formatura non dovranno allontanarsi per più di qualche punto percentuale rispetto al diametro medio misurato sul filo prelevato dal medesimo lotto; il trattamento termico di distensione effettuato su manufatto al termine della fase di avvolgimento dovrà essere monitorato come temperatura e tempo per valutarne l'efficacia.

### *FASE DI ASSEMBLAGGIO*

Opportuni controlli a campione verificano il rispetto dell'accordo e il livello di qualità delle molle in ingresso nel ciclo di assemblaggio. La stessa operazione di assemblaggio è estremamente complessa e delicata. La molla è inserita dentro il condotto lavorato del corpo farfallato in modo che uno dei perni (quello del ritorno) si appoggi e resti bloccato dentro il condotto; ruotando la molla si porta a battuta l'asola; si infila poi nella molla l'alberino (con ruota dentata) che avrà la funzione di guidare la molla; sull'alberino si appoggia il secondo perno (quello relativo al limp-home) e si ruota l'alberino fino a incastrare il perno. Si finisce di montare la parte di supporto esterno. La molla a doppio effetto è ora funzionante mentre restano da effettuare tutti i test di collaudo ("prove di validazione") del dispositivo.



### *PROVE DI VALIDAZIONE*

Le verifiche di affidabilità dei componenti sono un aspetto cruciale del controllo di qualità e molto spesso risultata estremamente difficile trovare delle prove sperimentali che siano davvero utili al miglioramento del prodotto. Si consideri, infatti, che i componenti automotive hanno raggiunto un livello di affidabilità così elevato (tipicamente dell'ordine dei 8-10 difetti ogni milione di pezzi entro i 2 anni di impiego) che, solo utilizzando condizioni di prova molto peggiorative rispetto a quelle di normale funzionamento ("prove di vita accelerata"), si ha una qualche speranza di far emergere eventuali debolezze di progetto. Così, ad esempio, una prova di validazione ordinaria per un sistema di controllo motore come quello descritto prevederà che il dispositivo sia sottoposto ad oltre 500.000 cicli di carico durante i quali i voltaggi elettrici e gli sforzi meccanici passano rapidamente attraverso i valori più elevati previsti. Questa prova può durare anche 2 mesi, durante i quali il sistema è mantenuto in un forno termico che varia giornalmente la sua temperatura tra i  $-40^{\circ}$  e i  $120^{\circ}\text{C}$ . Sebbene non sia plausibile che un motore di una comune automobile, anche se immaginata nelle condizioni più estreme di utilizzo, subisca una combinazione così svantaggiosa di carichi elettrici, meccanici e termici, è proprio il rigore utilizzato nel pianificare le prove sperimentali che convalidano formalmente (e contrattualmente) l'affidabilità raggiunta dai dispositivi. Tuttavia, dati gli elevatissimi livelli di qualità dei dispositivi, con difetti che si misurano in qualcuno su milione, e i pochi test, dell'ordine dei 4-8 prove date le procedure lunghe, complesse e costose, che si riescono a realizzare prima di lanciare il prodotto sul mercato, capita molto di rado che le prove di validazione evidenzino l'insorgere di una rottura oppure facciano emergere problematiche significative.

### *VALUTAZIONI SPERIMENTALI DI AFFIDABILITÀ*

Diventa essenziale, quindi, spostarsi dall'esame di pochi macrosistemi in condizioni complesse (come richiesto dai protocolli di prova condivisi con il cliente), allo studio di un numero statisticamente significativo (diverse centinaia) di componenti elementari poste in condizioni semplificate ma rappresentative. Queste parti di sistemi più complessi saranno scelte perché ritenute particolarmente critiche e le casistiche di prova, nonché le attrezzature, saranno sviluppate ad hoc per ottimizzare l'esperimento (Design of Experiment) e ottenere chiare indicazioni

Nel caso delle molle a doppia torsione, la prima fase di semplificazione delle condizioni sperimentali ha portato a riconoscere come:

- la variazione giornaliera della temperatura tra i limiti previsti non avesse influenza sulle caratteristiche resistenziali dell'acciaio;



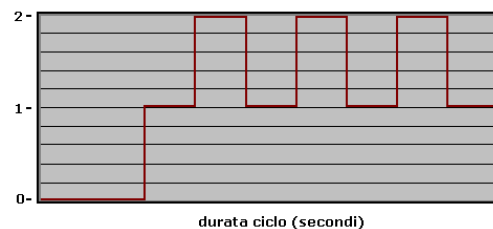
- il particolare forma del ciclo di carico torcente agente sulle molle (costituito da molti piccoli impulsi intorno al valore di precarico, una prima rampa, un lungo plateau ed una salita fino al valore massimo) possa essere sostituito con un'unica rampa fino al valore di precarico con effetti trascurabili sui meccanismi di danneggiamento del materiale;
- la velocità di applicazione del carico non incidesse in modo significativo finché si restava in condizioni tali da riuscire a dissipare il calore prodotto dallo sfregamento delle spire

Queste esemplificazioni, insieme ad alcune scelte particolari nella realizzazione dell'attrezzatura sperimentale, hanno portato a ridurre di oltre 15 volte il tempo di un ciclo di prova, fino a valori dell'ordine dei 2Hz. Ossia in meno di mezzo secondo si riesce a fornire alla molla torsionale uno stato di sollecitazione comparabile a quello durante il normale funzionamento del motore in un ciclo di apertura e chiusura delle valvole. Ma la possibilità di realizzare condizioni sperimentali più semplici ha consentito anche lo sviluppo di attrezzature in grado di mettere in prova più componenti in parallelo fino a 20 molle che operano simultaneamente.

Questi due risultati, combinati insieme, hanno permesso di avviare campagne sperimentali molto più rapide e incisive, con un numero di provini statisticamente significativo. In questo momento non meno di 100 molle torsionali sono state già provate superando con successo la barriera del milione di cicli considerata equivalente a 20 anni di funzionamento di una normale autovettura. Giorno dopo giorno le prove sperimentali aggiungono maggior sicurezza e solidità alle indicazioni di affidabilità disponibili, fornendo una dimostrazione tangibile del miglioramento di qualità che gli sforzi dei progettisti e degli ingegneri di processo mettono in campo.

## DESCRIZIONE PROVA

Le molle si troveranno tutte nella posizione 0, senza alcun carico. Chiuso il coperchio, s'imporrà quindi, attraverso il quadro di comando, una rotazione che porti alla posizione 1 le molle. Dalla posizione 1 le molle saranno spostate nella posizione 2 e fatte ritornare alla posizione 1, come si vede nel grafico dell'andamento. Era questa una descrizione del ciclo di carico che corrisponde al portare la molla allo stato tensionale della posizione 2 per poi farlo tornare alla posizione 1. La frequenza dell'applicazione sarà 1,6. L'idea è di fare  $1,5 \cdot 10^6$  cicli per ogni set di venti molle.



Nel caso in studio l'azienda costruttrice ha commissionato un ampio programma sperimentale, già avviato, che prevede 200 molle, da provare con diverse condizioni di carico (anche le più estreme), fino a 1.5 milioni di cicli e 20 molle da provare con condizioni di carico nominali fino ad oltre 6 milioni di cicli (che corrisponde a circa 10 volte la vita prevista). Alla frequenza di 1.6 Hz, scelta per ottimizzare la velocità di prova e il livello di vibrazioni del dispositivo, si prevede che il programma di prove durerà circa 3.000 ore, che equivalgono a circa 250 giorni effettivi quando si tengano in conto dei fermi tecnici (per il



controllo e manutenzione dell'attrezzatura) e dei tempi necessari alla rielaborazione dei risultati. Il controllo delle rotture avviene attraverso ispezioni periodiche effettuate 2 volte al giorno (pari ad una incertezza sul dato rilevato di circa 70.000 cicli). Questa scelta è legata alla bassissima difettosità prevista per i componenti. Nel caso di una difettosità molto maggiore, la soluzione che appare più opportuna è quella di implementare un controllo continuo sulla coppia erogata dal motore: nel caso di rottura di una molla si riscontrerebbe infatti un gradino di diminuzione della coppia erogata.

CARATTERIZZAZIONE DELLE MOLLE															
MOLLA	Fornitore	Cliente	Quantità	Loto	Strizione	Prova	Molle Provate	Precarico	Carico	Frequenza	Cicli	Inizio	Fine	Esito	Note
BL 0079997	BAUMANIN	VW/PSA	120	gen-08	Nuova versione <3%	a fatica	20	85°	75°	11Hz/1,6Hz	1,5*10 <sup>6</sup>	15/10/08	27/10/08	OK	E' usato precarico 75° e carico 85°
BL 0079997							20	85°	75°	1,6Hz	1,7*10 <sup>6</sup>	27/11/08	9/12/08	OK	
BL 0079997							<b>20</b>	<b>92</b>	<b>88,5</b>	<b>2,5Hz/1,6Hz</b>	6,5*10 <sup>6</sup>	11/12/08	27/1/09	OK	Precarico aumentato per 10% e carico per 15% (Max posizione)
BL 0079997							20	85°	75°	1,6Hz	1,5*10 <sup>6</sup>	27/1/08			
BL 0079997								85°	75°	1,6Hz					
BL 0079997								85°	75°	1,6Hz					
BL 0079997	BAUMANIN	VW/PSA	20	13/02/08	<3%	a fatica	18	85°	75°	1,6Hz	1,5*10 <sup>6</sup>	27/10/08	6/11/08	OK	E' usato precarico 75° e carico 85°. Nessuna frattura
						a fatica	2	85°	75°	1,6Hz	5*10 <sup>6</sup>	27/10/08	26/11/08	OK	1,5*10 <sup>6</sup> cicli a 85°/75° 3,5*10 <sup>6</sup> cicli a 65°/75°
BL 0074874	BAUMANIN	FPT	18	03/03/08 13626	Nuova Versione <3%	a fatica	18	65°	75°	1,6Hz	1,5*10 <sup>6</sup>	7/11/08	17/11/08	OK	
BL 0074874	BAUMANIN	FPT	18	13/02/08 13626	Processo MMIArgentan (<3%)	a fatica	18	65°	75°	1,6Hz/2,5Hz	1,5*10 <sup>6</sup>	18/11/08	26/11/08	OK	
BL 0016629	ISB	VW	20		???? (VERIFICARE)	a fatica		70°	75°	1,6Hz	10 <sup>6</sup>				
BL 0016629	ISB	VW	11		Nuova versione <3%	a fatica		70°	75°	1,6Hz	10 <sup>6</sup>				

## ANALISI STATISTICA DEI RISULTATI

Le rotture sono state registrate (come numeri di cicli ai quale si manifestano), classificate (per riconoscerne le eventuali diverse cause) ed analizzate secondo un approccio probabilistico che dovrà tener conto della "consistenza del database": numerosità dei difetti, ampiezza del campione, presenza di componenti "censurati" ossia che non sono arrivati alla rottura durante l'esperimento, le modalità di ispezione (periodica o continua) e tante altre informazioni dovranno essere tenute opportunamente in considerazione. Esistono tuttavia diversi modelli statistici che possono essere utilizzati per rielaborare i dati di guasto mentre tantissimi software ci vengono incontro (compreso il modulo statistico di Excel) semplificando il lavoro di analisi e comprensione. Uno dei modelli più diffusi per il calcolo della vita media dei componenti e per il controllo di qualità in ambito industriale è



la distribuzione di Weibull che contrappone alla sua discreta complessità matematica, una elevata flessibilità di utilizzo. Scelta la forma analitica delle equazioni, alcuni criteri di convergenza, quali, ad esempio, quello della “massima verosimiglianza”, indicano i parametri più idonei ad approssimare statisticamente i dati rilevati. Attraverso la comparazione numerica degli errori di “interpretazione” dei vari modelli proposti è possibile scegliere il più opportuno.

La speranza di noi ricercatori è sempre quella di trovare una quantità ed una varietà di guasti tali da poter riconoscere le diverse modalità di guasto (es. rottura fragile, fatica meccanica, etc.) e studiarle fino al punto da sviluppare i nostri modelli statistici. La speranza dei costruttori di molle, gli stessi che commissionano gli studi di verifica, è all'opposto quella che le loro molle possano resistere a tutti i nostri tentativi di romperle.

### DISTRIBUZIONE DI WEIBULL

Per completezza presenteremo due analisi dei dati che dipendono dal tipo di acquisizione dei dati sulla vita. La variabile casuale di Weibull o distribuzione è una variabile casuale continua utilizzata ad esempio per il calcolo della vita media dei componenti nell'ambito dei controlli di qualità industriali. S'impiega soprattutto in ricerche sugli affaticamenti di materiali fragili o sui guasti di componenti elettronici, come pure in indagini statistiche sulle velocità del vento.

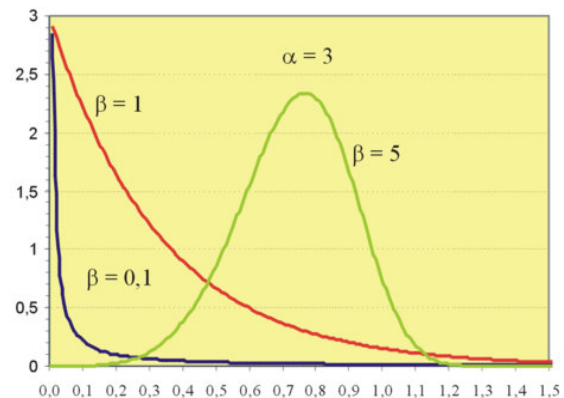
Un'espressione generica della densità di probabilità è:  $f(y) = (\beta/\alpha^\beta) y^{\beta-1} \exp[-(y/\alpha)^\beta], y > 0$

dove  $\beta$  è chiamato parametro di forma ed è positivo, mentre  $\alpha$  è chiamato parametro di scala ed è anch'esso positivo.

La distribuzione cumulativa di Weibull è:

$$F(y) = 1 - \exp[-(y/\alpha)^\beta], \text{ con } y > 0$$

La parentesi dedicata a Weibull è necessaria per la trattazione dei dati che s'intende fare.



### STATISTICA DEI CONTROLLI ISTANTE PER ISTANTE

Nel caso auspicabile in cui fosse possibile realizzare un'interfaccia tra l'azionamento e un Personal Computer che monitori i dati sulla coppia, sarebbe possibile verificare in ogni momento quante molle stanno reagendo, e quindi sono integre. In caso vi fosse un'eventuale rottura di una molla si riscontrerà un gradino sul grafico della coppia erogata, che sarà minore rispetto all'istante prima in cui la molla offriva una certa reazione.

Nel caso in cui abbiamo i tempi di rottura la verosimiglianza, si esprime come segue:

$$L = \sum_{i=1}^{n_f} \text{Log}(f(t_{f_i}))$$

considerando al tempo  $t_f$ , di avere le rotture  $n_f$  e  $20 - n_f$  sopravvissuti i tempi di rottura sono  $(t_{f1}, t_{f2}, t_{f3} \dots t_{fn})$ ; la funzione di verosimiglianza in forma logaritmica, dove, di nuovo,  $f$  è la probabilità di Weibull,  $T$  è il fattore di forma e  $b$  è il fattore di scala. Ricaveremmo così delle informazioni sulla probabilità delle rotture, e quindi sull'affidabilità delle molle stesse.

### *STATISTICA NEI CONTROLLI PERIODICI*

Nel caso in cui invece non si riesca ad acquisire la coppia, si dovranno fare dei controlli periodici della prova, che ha una durata di 300 ore. In tale caso si dovrà associare una variabile casuale alla probabilità di rottura della molla in un certo intervallo. Se proviamo simultaneamente  $n$ , campioni e ricaviamo dei dati ispezionando i provini, la funzione logaritmica di verosimiglianza per ciascun intervallo può essere scritta in questo modo:

$$L(h) = \sum_{i=1}^{k(h)} \text{Log} (F(t_h) - F(t_{h-1}))$$

Dove  $k(h)$  è il numero di provini rotti nella prova nel  $h$ -esimo intervallo d'ispezione. Se i provini appartengono alla stessa popolazione e considerando una distribuzione di Weibull a due parametri:

$$L(h) = k(h) \text{Log} \left( e^{-\left(\frac{t_{h-1}}{\eta}\right)^\beta} - e^{-\left(\frac{t_h}{\eta}\right)^\beta} \right)$$

e infine prendendo in considerazione anche i dati censurati, l'espressione logaritmica totale è:

$$L = \sum_{h=1}^H k(h) \text{Log} \left( e^{-\left(\frac{t_{h-1}}{\eta}\right)^\beta} - e^{-\left(\frac{t_h}{\eta}\right)^\beta} \right) - \left( \frac{t_f}{\eta} \right)^\beta \left( n - \sum_{h=1}^H k(h) \right)$$

Dove  $H$  è il numero delle ispezioni e  $t_f$  è l'intervallo tra un'ispezione e l'altra.

L'obiettivo di questa macchina è fornire dei dati che validino il prodotto per la sua funzione o meno. La macchina innovativa descritta è stata costruita intorno alle specifiche della molla, ma la versatilità di questa idea può essere applicabile ad altre molle previo opportuno ridimensionamento di componenti come albero boccole e sistemi di fissaggio.

Fino ad oggi sono state provate più di 100 molle con la geometria e carichi diversi. Non era notata nessuna rottura sulle molle. Alcune delle molle di maggior interesse, molla BAUMAN BL 79997 ha passato la prova con carichi aumentati e anche con maggior numero dei cicli, senza avere i problemi. Per ottenere i risultati in tempo più breve possibile per alcune prove, come si vede dalla tabella, è stata cambiata la frequenza. Durante le prove dove il carico doveva essere rispettato rigorosamente, la frequenza rimaneva nell'1,6 Hz. Maggior parte delle molle hanno eseguito 1,5 milioni di cicli.

## SIMULAZIONI NUMERICHE

---

Il desiderio di approfondire lo studio ha spinto a ricorrere a strumenti di simulazioni FEM quali Ansys WorkBeanch 11. In realtà, per poter simulare con accuratezza il funzionamento di una molla in esercizio, c'è la necessità di passare attraverso l'analisi con equazioni non lineari e di meccanismi di contatto in condizioni dinamiche. Questa scelta avrebbe portato ad aumentare di molto il carico di complessità necessaria alla modellazione del sistema e all'interpretazione delle informazioni tanto da consigliare un approccio più semplificato quale quello di ricondursi ad analisi statiche in condizioni di piccole deformazioni. Applicando vincoli idonei a rappresentare le reali modalità di fissaggio della molla sul proprio supporto e, quale carichi, i momenti massimi previsti nelle condizioni funzionamento, sono stati valutati gli stati tensionali e deformativi. Com'era da attendersi, dopo aver trascurato gli stati tensionali residui di piegatura, dato il particolare trattamento termico di rilassamento, i punti maggiormente sollecitati risultati quelli in prossimità dell'asola di contatto, dove la molla torsionale ha una marcata componente flessionale. In questi punti il calcolo FEM del coefficiente di sicurezza risulta in linea (anche se leggermente peggiorativa) rispetto a quanto stimato dall'applicazione dei modelli teorici.

**Obiettivo:** Simulare le condizioni reali di precarico e carico che si applicano durante la prova sperimentale della molla.

Prima di partire con le simulazioni più complicate, volevamo soltanto verificare come si comporta la molla durante semplice blocco dei perni, come in realtà è bloccata dentro il corpo farfallato. Questa simulazione ha dato i risultati di tensioni e spostamenti nel punto d'interesse, la strizione tra occhialino e la molla di ritorno.

Dopo di che abbiamo fatto un tentativo di simulare la prova sperimentale che si svolge in laboratorio della facoltà d'ingegneria. Si tratta di una prova di fatica sulle 20 molle contemporaneamente che hanno precarico (85°) e carico (75°) come nei disegni di progetto, usando un motore brushless. L'idea era di realizzare una simulazione di fatica, così in futuro la macchina delle prove si userebbe solo in casi urgenti, che potrebbe minimizzare i costi delle prove.

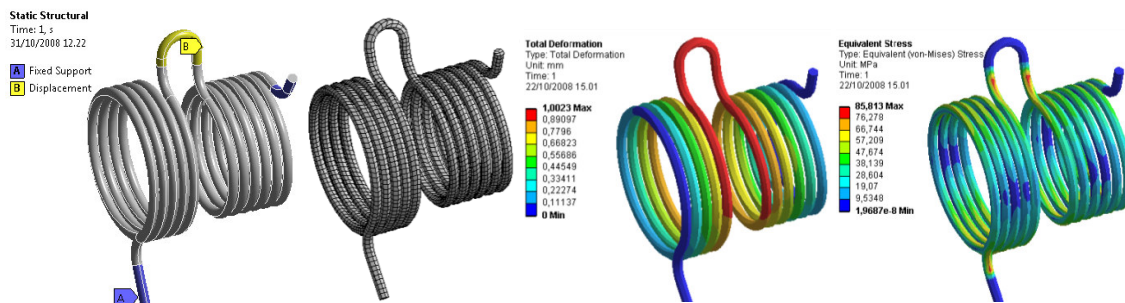
### *PIANO DI SIMULAZIONI*

La geometria: molla di ritorno

Mesh: Numero di elementi- 4640, numero di nodi- 9290

Il carico: Lo spostamento di 1 mm applicato su occhialino.

I vincoli: Vincolo fisso applicato sui perni esterni.



Abbiamo provato a simulare il comportamento della molla quando è montata dentro il corpo farfallato, fissando i due perni e applicando uno spostamento (che esiste durante il montaggio). Per essere più sicuri nei dati ottenuti si potevano verificare anche le tensioni residue. Questo ci porta a fare un'altra simulazione per verificare se durante la realizzazione della molla si creano le tensioni residue, significa simulare il processo della fabbricazione. Per questo tipo di simulazione ci vuole un aiuto di qualcuno che ha più esperienza di questo tipo di lavoro. Potrebbe essere interessante pensare a approfondire questo discorso perché le tensioni residue insieme con il carico applicato potrebbero provocare le microfratture. Sapendo dove si localizzano le tensioni residue, e verificando dopo quale carico comincia la rottura, si può pensare quali cambiamenti (in materiale, nei geometri) usare.

Per fare le simulazioni sono stati utilizzati 2 tipologie di modelli:

1. Modello assemblato che contiene:
  - La molla che è in contatto con:
  - Il cilindro
  - Il cuscinetto
  - Il perno
  - L'appoggio
2. Modello semplificato che contiene:
  - Pezzo unico del cilindro, cuscinetto e perno
  - La molla
  - L'appoggio

In entrambi i casi come materiale è stato utilizzato un acciaio standard da molla.

Si descrivono di seguito le principali simulazioni:

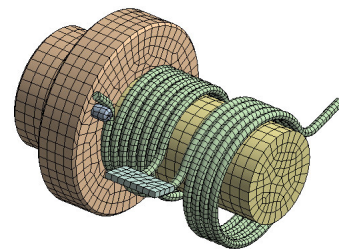
### STATIC STRUCTURAL 1

La geometria: modello assemblato (1)

Mesh: Numero di elementi- 9930, numero di nodi- 42864

Il carico: Il momento applicato nel cilindro, in direzione per caricare la molla

I vincoli: Vincolo fisso nel posto della vite (sarebbe più corretto fissare un punto che sarebbe stato collegato con i "beam" con altra parte della geometria del foro)





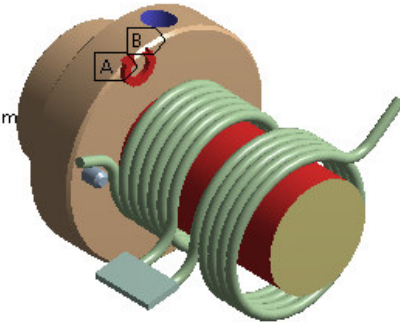
Analysis settings: Large Deflection –ON, Numero dei passi-4

Step	Time[s]	Moment[Nmm]
1	0	0
1	0,5	0
2	0,5	-220
2	1	-220
3	1	-418
3	1,5	-418
4	1,5	-220
4	2	-220

#### Static Structural

Time: 1, s  
11/06/2008 10.07

**A** Moment: -220, N-mm  
**B** Fixed Support



### STATIC STRUCTURAL 2

La geometria: modello assemblato (1)

Mesh: Numero di elementi- 9930, numero di nodi- 42864

Sweep, per la molla e Hexa per altri parti della struttura.

Il carico: Il momento applicato nel cilindro, in direzione per caricare la molla

I vincoli: Vincolo fisso nell'appoggio

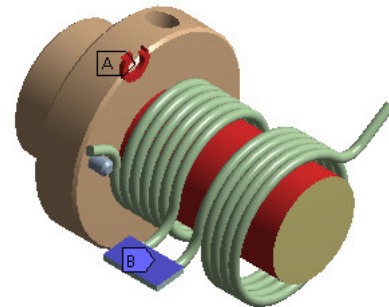
Analysis settings: Large Deflection –ON, Numero dei passi-4

Step	Time[s]	Moment[Nmm]
1	0	0
1	0,5	0
2	0,5	-220
2	1	-220
3	1	-418
3	1,5	-418
4	1,5	-220
4	2	-220

#### Static Structural 2

Time: 1, s  
11/06/2008 10.17

**A** Moment: -220, N-mm  
**B** Fixed Support



1. La prima simulazione converge e dà i risultati reali. Il foro dove è applicato il vincolo fisso, collega cuscinetto e l'albero, fissando il foro nel posto della vite, si è fissato anche parte del cilindro dove abbiamo messo il carico. Abbiamo creato una trave incastrata con il momento torcente. Così la molla non è stata caricata e la concentrazione delle tensioni è nel contatto tra cuscinetto e il cilindro.
2. Queste due simulazioni non si devono prendere in considerazione perché ovviamente la molla non è andata in contatto con l'albero. Problema è probabilmente nella geometria e anche nei vincoli.
3. La seconda simulazione, cambiato i vincoli, invece si vede che il contatto si ottiene soltanto nella prima parte tra il perno del cuscinetto e il perno della molla. Potrebbe essere risolta con delle remote displacements che permetterà ad albero di rotare.



### STATIC STRUCTURAL (FIX+REMOTE DISPLACEMENT)

La geometria: modello semplificato (2)

Mesh: Numero di elementi- 2757 , numero di nodi- 11723.

*Sweep per la molla e Hexa per l'altro parto della struttura*

Il carico: Rotazione intorno ad asse X applicato nel cilindro.

I vincoli: Vincolo fisso nell'appoggio.

Analysis settings: Large Deflection –ON, Numero dei passi-4

Step	Time[s]	Rotazione[gradi]
1	0	0
1	0,5	0
2	0,5	85
2	1	85
3	1	160
3	1,5	160
4	1,5	85
4	2	85

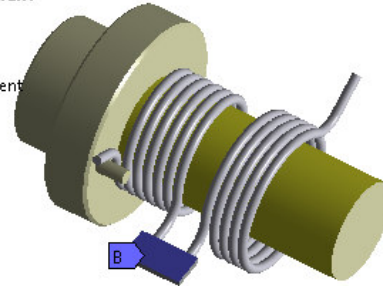
**Fix+ Remote displacement**

Time: 0,5 s

11/06/2008 12:57

**A** Remote Displacement

**B** Fixed Support 2



### STATIC STRUCTURAL 2 (FIX+PRESSURE)

La geometria: modello semplificato (2)

Mesh: Numero di elementi- 2757 , numero di nodi- 11723.

*Sweep per la molla e Hexa per gli altri parti della struttura*

Il carico: La pressione nell'appoggio in direzione normale nella molla

I vincoli: Vincolo fisso nella superficie del cilindro

Analysis settings: Large Deflection –ON, Numero dei passi-10

Step	Time[s]	Pressione[MPa]
1	0,	3,68e-002
1	1,	3,68e-002
2	2,	7,36e-002
3	3,	0,1104
4	4,	0,1472
5	5,	0,184
6	6,	0,2208
7	7,	0,2576
8	8,	0,2944
9	9,	0,3312
10	10	0,368

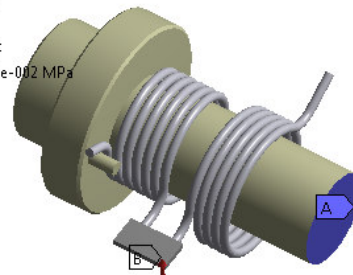
**Fix+pressure**

Time: 1, s

11/06/2008 14:30

**A** Fixed Support

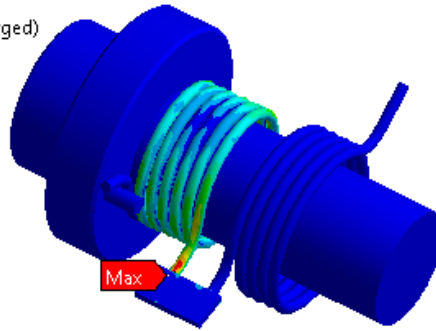
**B** Pressure: 3,68e-002 MPa



**Equivalent Stress**

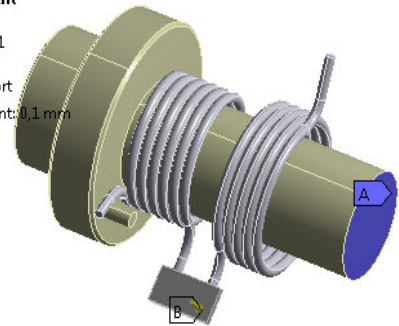
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 (Unconverged)  
11/06/2008 14.31

97,407 Max  
86,584  
75,761  
64,938  
54,115  
43,292  
32,469  
21,646  
10,823  
0,00018248 Min

**Fix+displacement**

Time: 1, s  
29/10/2008 16.21

A Fixed Support  
B Displacement: 0,1 mm

**STATIC STRUCTURAL 3 (FIX+DISPLACEMENT)**

La geometria: modello semplificato (2)

Mesh: Numero di elementi- 2757, numero di nodi- 11723.

Sweep per la molla e Hexa per l'altro parto della struttura

Il carico: Lo spostamento nell'appoggio in direzione normale nella molla

I vincoli: Vincolo fisso nella superficie del cilindro

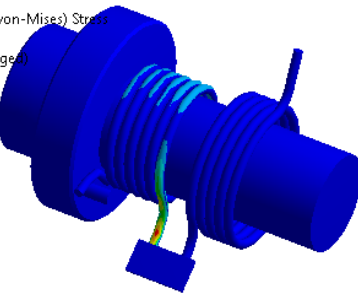
Analysis settings: Large Deflection -ON, Numero dei passi-10,

Step	Time[s]	Displacement[mm]
1	0,	0
1	1,	0,1
2	2,	0,2

**CONSIDERAZIONI SULLE SIMULAZIONI****Equivalent Stress**

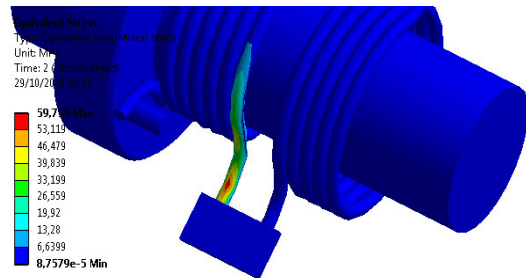
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 (Unconverged)  
29/10/2008 16.20

59,759 Max  
53,119  
46,479  
39,839  
33,199  
26,559  
19,92  
13,28  
6,6399  
8,7579e-5 Min



Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2 (Unconverged)  
29/10/2008 16.21

59,759 Max  
53,119  
46,479  
39,839  
33,199  
26,559  
19,92  
13,28  
6,6399  
8,7579e-5 Min



1. Tutti tre casi risultano che il modello non converge alla fine della simulazione, perché ci sono i problemi con la mesh, come in questo caso ho usato la diversa geometria. Guardando Simulation Information abbiamo notato che il modello non converge negli ultimi elementi, così può essere che questi risultati possono essere vicini alle tensioni che si creano nell'occhialino, come la convergenza non si ottiene dopo la meta della molla.

2. Il caso con la pressione e con lo spostamento di 0,1 mm danno le soluzioni più reali. Potrebbe essere che la convergenza dipende anche dal carico applicato. Dando un carico piccolo riesce a convergere di più che in prima parte dando una rotazione da 85° a 160°.
3. Anche se simulazioni non convergono (non convergono dopo un certo numero degli elementi finiti), si potrebbe terminare che ultimi due casi danno le tensioni massime nel punto, dove in realtà la molla si rompe. Certo che i risultati non si possono prendere in considerazione, però nelle prossime simulazioni usando questi vincoli e carichi, correggendo la mesh, si potrebbero ottenere i risultati validi.

Per ottenere una simulazione reale, simulando i carichi e vincoli che si usano durante uso del corpo farfallato e la molla, si potrebbero realizzare una "Contact Simulation". In vari programmi che lavorano a base di elementi finiti, esiste la possibilità di ottenere una simulazione geometricamente non lineare. In nostro caso come ci sono troppi elementi che vengono in contatto, il calcolo durerebbe troppo. Conoscendo la performance degli altri software, si potrebbe realizzare una prova con il Né Nastran creando i cilindri dentro per ottenere i risultati validi. Probabilmente sarà anche necessario definire lo spostamento che corrisponde a volgimento della molla intorno a cilindro per 160°.

Abbiamo realizzato una prova tramite software LS-DYNA, che permette di ottenere i risultati delle tensioni dopo il volgimento della molla intorno l'albero. Quando una volta i risultati sono ottenuti, si potrebbe passare a una prova a fatica tramite in calcoli numerici.

Per la modellazione è stato usato il software LS-Dyna v 960. Il modello è preso da Ansys Workbench. La molla è modellata con gli elementi 3D-esagoni, e anche la piastra con cui molla sta in contatto, e albero con gli elementi shell.

Dentro il software LS-Dyna è stato fatto:

- Aggiunto il materiale
- Definita la proprietà degli elementi
- Definiti i vincoli
- Definiti i contatti
- Definiti i set dei nodi che simulano il movimento.

### *MATERIALE*

PLASTIC\_KINEMATIC (numero 3 in LS-Dyna) con le caratteristiche:

Modulo di elasticità  $E = 1.75E + 05 \text{ MPa}$

Limite di snervamento  $1480 \text{ MPa}$

Limite di rottura  $1850 \text{ MPa}$

### L'albero

L'albero è stato fatto con gli elementi shell, con lo spessore di 20mm. Per i motivi di rigidità della struttura, lo spessore abbiamo ottenuto dopo alcune iterazioni.

### I vincoli

L'unico vincolo aggiunto è la piastra fissa, senza alcune rotazioni e traslazioni.

## IL CONTATTO

In questo caso abbiamo usato il contatto `AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE`, contatto numero 13. Questo tipo del contatto si usa in caso quando ci aspettiamo il contatto tra due parti dei modelli dopo aver ottenuto le deformazioni. In questo modo si potrebbe prevenire la penetrazione degli elementi uno dentro l'altro. Il coefficiente dell'attrito è uguale a zero.

### Definire il set dei nodi

Per definire il movimento attraverso la curva desiderata, è necessario definire il set dei nodi che si muoveranno attraverso la curva definita. Il set dei nodi include tutti i nodi dell'albero.

Prima di partire con la simulazione si dovrebbe definire la funzione della traiettoria di movimenti. La definizione della funzione è:

`*DEFINE_CURVE`

2, 0, 1.0, 1.0

0. 0.0

2E-02, 3.2

Con questo possiamo definire la funzione che in tempo zero ha il valore zero.

Dopo aver definito la funzione, possiamo passare a definire il movimento.

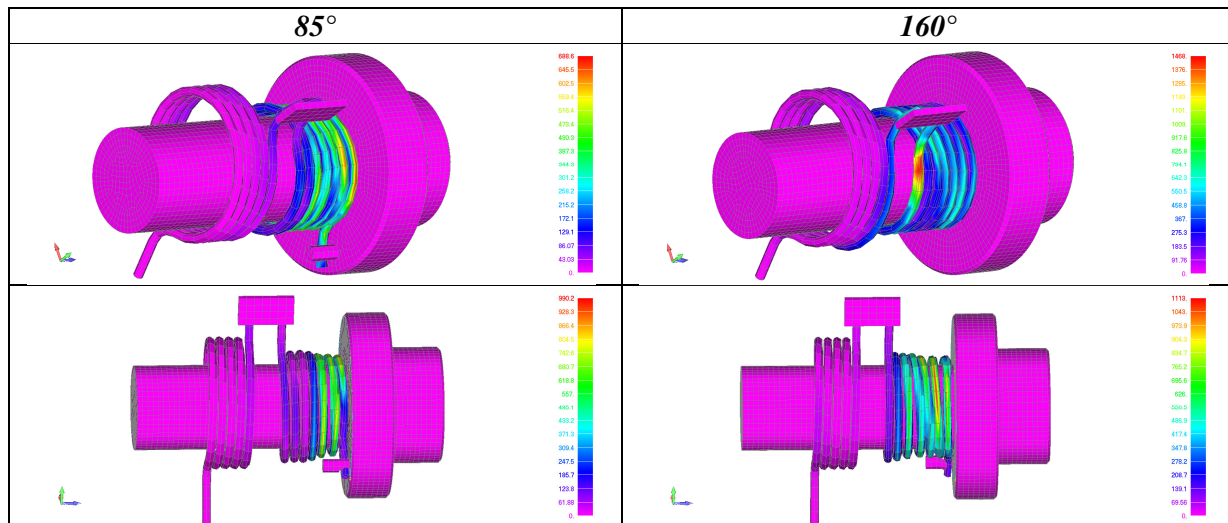
`*BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_SET`

15, 7, 2, 2, 1.0

Primo numero definisce il set dei nodi cui si applica il movimento e secondo numero rappresenta grado di libertà. Terzo numero è tipo del movimento.

Dopo aver fatto tutto, possiamo partire con l'analisi.

Primi risultati che sono ottenuti del modello originale hanno mostrato le deformazioni plastiche. Come questo fenomeno non è desiderato, dovevamo cambiare il modello originale. Si dovrebbe prendere in considerazione che i risultati ottenuti possono non essere estremamente precise perché il modello della molla, non era perfettamente corretto. In seguito questo report si trovano anche i filmati, dove si vede meglio volgimento della molla.

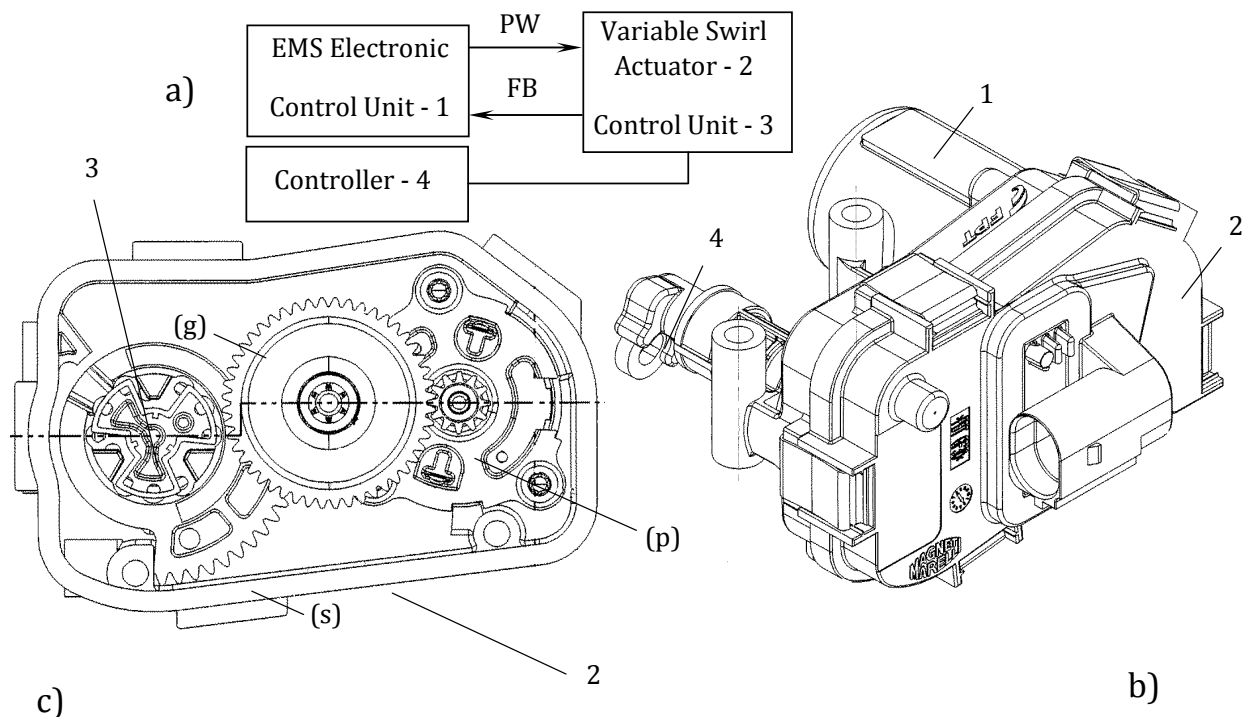


## INGRANAGGI (CORPO FARFALLATO)

### SISTEMA DI INGRANAGGI

Il corpo farfallato tramite condotto cilindrico ed il gruppo di ingranaggi mette in moto l'interno del gruppo termico (cilindro, testata, pistone, camera di combustione) con l'esterno. La valvola a farfalla, come cuore di questo sistema, regola il flusso d'aria nel condotto di collettore area (sia diesel che benzina). Nell'avanzato sistema *Drive By Wire*- la farfalla all'aspirazione non è più collegata al pedale acceleratore tramite cavo meccanico, ma è pilotata dalla centralina sfruttando l'azione di un motorino elettrico. A seguito di una richiesta di coppia da parte del guidatore, realizzata premendo sul pedale dell'acceleratore, il potenziometro collegato al pedale invia alla centralina la sua richiesta, che viene attuata pilotando adeguatamente l'apertura della farfalla, l'anticipo dell'accensione, in modo da raggiungere un obiettivo di coppia che sia compatibile non solo con il mandato, ma anche con le condizioni di funzionamento vettura, per garantire l'integrità del motore e della trasmissione.

Nella figura sotto è presentata la unità per il controllo del flusso d'aria nei motori. Motore a controllo elettronico 1 produce il segnale per il controllo del flusso d'aria. Questa potenza è trasformata dal riduttore 2. Il moto riduttore è controllato da sensori 3 direttamente collegato con l'albero con il regolatore di flusso della valvola 4. La molla per il movimento inverso costante dietro disco dei sensori '3 intorno all'albero di collegamento. Unità Ingranaggi 2 è costituito da due coppie di ingranaggi. La prima coppia presenta il pignone in acciaio (p) in collegamento con gli ruota dentata doppia (g).



Unità per il controllo del flusso d'aria nel motore  
a) schema di principio, b) modello 3D, c) scatola del sistema di ingranaggi

Il settore dentato più piccolo che si trova dietro quello grande è in coppimento con il settore dentato (s). Il settore dentato è realizzato come un pezzo unico con unità di controllo 3 e albero di collegamento con la rotazione di 90 gradi. La rotazione della valvola a farfalla attorno al propria asse è controllata tramite sistema d'ingranaggi. La ruota dentata doppia è realizzata in PPA GF 30% +15%PTFEF, polyphthalamide rinforzato con fibre di vetro, mentre per il settore dentato è stato usato polyphenylene sulphide PPS Ryton R-4-200.

TYPICAL PROPERTIES <sup>1</sup>	TYPICAL VALUE	UNIT	STANDARD
<b>MECHANICAL</b>			
Tensile Stress, break, 5 mm/min	196	MPa	ISO 527
Tensile Strain, break, 5 mm/min	2.5	%	ISO 527
Flexural Stress, break, 2 mm/min	255	MPa	ISO 178
Flexural Modulus, 2 mm/min	9200	MPa	ISO 178
<b>IMPACT</b>			
Izod Impact, unnotched 80*10*4 +23°C	50	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 180/1U
Izod Impact, notched 80*10*4 +23°C	11	kJ/m <sup>2</sup>	ISO 180/1A
<b>THERMAL</b>			
HDT/Af, 1.8 MPa Flatw 80*10*4 sp=64mm	280	°C	ISO 75/Af
<b>PHYSICAL</b>			
Mold Shrinkage on Tensile Bar, flow (2)	0.2 - 0.4	%	GE Method
Density	1.53	g/cm <sup>3</sup>	ISO 1183

## VERSO LA SPERIMENTAZIONE

In fase di sperimentazione su una serie di corpi farfallati Magneti Marelli si sono verificate anomalie di funzionamento degli ingranaggi in termini di accentuata usura sul fianco dei denti e talvolta di rottura del motore elettrico per eccessivo surriscaldamento. Questa evidenza si affianca ad una scarsa conoscenza del comportamento affidabilistico dell'ingranaggio, come indicato dalla matrice di criticità (della metodologia integrata) dove, ai "valori di letteratura" si accoppiano parametri di confidenza molto bassi. Si decide quindi di considerare gli ingranaggi una delle principali criticità e di ideare dei sistemi di prova per stimare il loro tasso di usura.

L'affidabilità dei componenti del sistema della macchina è la probabilità complessa di probabilità di servizio condizioni e probabilità di guasto del componente. Condizioni di probabilità di servizio è risultato di osservazione, misurazione e analisi del sistema di sfruttamento tecnico lungo tempo di impiego. Probabilità di guasto è il risultato delle analisi di laboratorio per le condizioni in genere. Questi test sono procedure che impiegano molto tempo ed è molto importante accelerarle. Questa soluzione (dispositivo di prova e metodo di prova) è stato sviluppato per fornire prove di usura di ingranaggi in plastica con movimento inverso. Poi, l'accelerazione del processo di test è fornito per mezzo di esperimenti in parallelo di otto gruppi di ingranaggi che è il numero minimo di analisi di campioni per il calcolo delle probabilità. Con l'aumento e la variazione della velocità di movimento e il carico della prova è ulteriormente accelerato. Il metodo di test prevede la possibilità di utilizzare i risultati del test per le condizioni tipiche per tutte le altre condizioni necessarie.



<p style="text-align: center;"><b>Ryton<sup>®</sup> R-4-200</b> Polyphenylene Sulfide Resins</p> <p>Ryton<sup>®</sup> R-4-200 PPS is an advanced 40% fiberglass reinforced polyphenylene sulfide compound developed to provide high strength, fast cycles, and low maintenance molding using conventional molding equipment.</p>			
Nominal Engineering Properties <sup>(5)</sup>	R-4-200NA	R-4-200BL	Method
Tensile Strength, MPa	195	185	ISO 527
Elongation, %	1.7	1.5	ISO 527
Flexural Strength, MPa	280	260	ISO 178
Flexural Modulus, GPa	14	14	ISO 178
Notched Izod Impact, kJ/m <sup>2</sup>	9.0	8.0	ISO 180A
Unnotched Izod Impact, kJ/m <sup>2</sup>	40	35	ISO 180A
Compressive Strength, MPa	265	265	ISO 604
Heat Deflection Temperature 1.8 MPa, °C <sup>(6)</sup>	>260	>260	ISO 75
UL Temperature Index, °C	200 / 220	200 / 220	UL 746B
Coefficient of Linear Thermal Exp., X 10 <sup>-6</sup> m/m/°C			ISO 11359-2
Axial Direction, -50°C to 50°C	15	15	
Axial Direction, 100°C to 200°C	15	15	
Transverse Direction, -50°C to 50°C	40	40	
Transverse Direction, 100°C to 200°C	90	90	
Flammability Rating	V-0 / 5VA	V-0 / 5VA	UL 94
Thermal Conductivity, W/m-K	0.33	0.33	
Dielectric Strength, kV/mm	22	22	ASTM D149
Dielectric Constant, 25°C			ASTM D150
1kHz	3.8	3.8	
1MHz	3.8	3.8	
Dissipation Factor, 25°C			ASTM D150
1 kHz	0.002	0.002	
1 MHz	0.002	0.002	
Volume Resistivity, ohm-cm	1 x 10 <sup>16</sup>	1 x 10 <sup>16</sup>	ASTM D257
Arc Resistance, sec	125	125	ASTM D495
Comparative Tracking Index, V	150	150	UL 746A
Insulation Resistance, ohm (90°C, 95% RH, 48 hr)	1 x 10 <sup>11</sup>	1 x 10 <sup>11</sup>	
Mold Shrinkage <sup>(7)</sup> m/m, Flow/Transverse	0.003 / 0.005	0.003 / 0.005	
Density, g/cc	1.68	1.68	ISO 1183A
Water Absorption, %	0.02	0.02	ASTM D570
Color	Natural	Black	

## PROGETTAZIONE CONCETTUALE MACCHINA DI PROVA

La prova dell'usura degli ingranaggi è un processo ampio di laboratorio in condizioni simili a quelle di servizio. Per applicare i risultati ottenuti nella progettazione delle nuove strutture degli ingranaggi, è necessario individuare un ulteriore indicatore: la probabilità di usura. In questo caso di movimento inverso è una condizione aggiuntiva che è necessaria per simulare a lungo le prove di laboratorio. Progettazione, compreso il modello 3D della struttura del dispositivo di prova ai fini della sperimentazione plastica di usura del cambio, è presentato e analizzato. La domanda per il test di probabilità di usura d'ingranaggi con il movimento inverso, insieme con l'elaborazione dei dati sperimentali, è proposta. L'applicazione di tali risultati nel processo di progettazione delle strutture di nuovi attrezzi è esaminata. Sistema d'ingranaggi per il flusso d'aria e il controllo della combustione nei motori di auto è utilizzata come esempio per il collaudo e design. L'ingranaggi di plastica trasformano controllo del movimento e carico tramite la coppia resistenza della molla per il movimento inverso. La

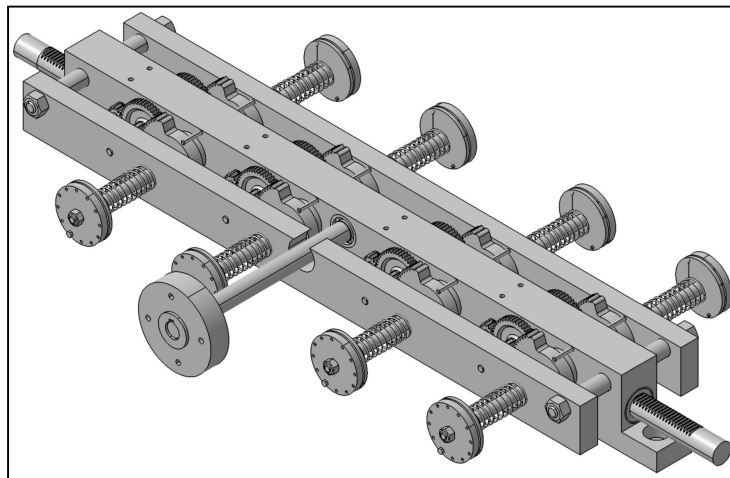


vita di servizio e l'affidabilità di questo sistema, compresa la progettazione utilizzando affidabilità come vincolo progettuale, sono necessari dati sperimentali ottenuti da dispositivo di prova progettato.

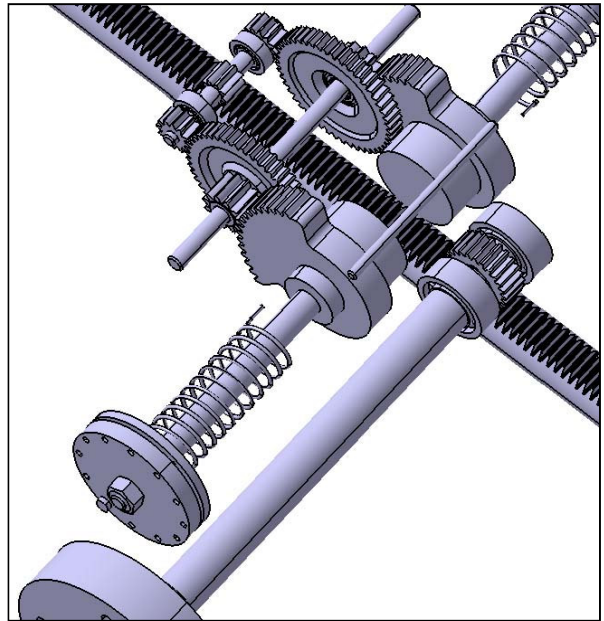
Banchi di prova per sistemi di rotazione, tra cui gli ingranaggi e componenti di trasmissione ad ingranaggi, in generale, utilizzano i due principi fondamentali: sistema aperto e sistema chiuso di potenza circolare o sia sistema "back-to-back". Il primo, sistema aperto è adattabile per la prova dei vari disegni ma in una minore durata della prova. Per le prove a lungo termine, fino al fallimento del campione testato, il sistema chiuso è molto più efficiente ed economico. La stessa potenza (carico) circola nel sistema. Energia esterna (input) è usata per l'attrito e le resistenze simili sono soltanto superate. Il sistema d'ingranaggi per il controllo del flusso d'aria nei motori delle automobili non è proprio adatto per l'applicazione di questo sistema, la progettazione del sistema è specifico e il movimento è inverso. Questo è il motivo per cui è stato necessario sviluppare il dispositivo specifico per la prova che darà altri vantaggi aggiuntivi per questo tipo di prova.

Per la sperimentazione del sistema di ingranaggi presentato in figura è necessario prevedere una serie di condizioni che possono mantenere le condizioni di servizio nella vita reale e accelerare il processo di prova al fine di ottenere la probabilità di guasto dei denti con minima durata di sperimentazione. A questo proposito, è necessario per realizzare la prova prevedere le seguente cosa:

1. Il movimento deve essere inverso e deve svolgere una limitata rotazione dell'ingranaggio segmentato. Il dispositivo di prova deve fornire aumento della velocità di movimento, al fine di accelerare il processo di prova.
2. Il sistema deve fornire cambiamento del carico dei ingranaggi e anche aumentare del carico al fine di accelerare il processo di prova.
3. La temperatura dei fianchi dell'ingranaggio deve essere simile alla temperatura in condizioni di servizio.
4. Il numero dei campioni di prova sotto le stesse condizioni deve fornire il calcolo della probabilità di usura con minimo otto campioni testati.
5. Facile manipolazione (carico e variazione di velocità) e di monitoraggio del processo di usura..



Nella figura sotto mostrata, la parte centrale del dispositivo di prova è presentata. Raccordo di ingresso 1 è collegato con il sistema di azionamento a controllo elettronico, che produce la rotazione inversa con numero programmato di giri in una e l'altra direzione e con velocità programmata. L'albero di entrata è coniugato con l'ingranaggio 2 con la cremagliera 3. La cremagliera è sostenuta nei due cuscinetti lineari di rotolamento. La cremagliera è coniugata anche con quattro ingranaggi 4, che guidano a sinistra e a destra i campioni, ossia intero assemblaggio degli ingranaggi. Dal movimento in entrambe le direzioni la cremagliera produce movimenti di oscillazione del pozzo 5. L'albero viene caricato dalla coppia causata dalla molla 6. Precarico della molla è fornita dai due dischi 7 e 8. Il disco 7 è collegato con l'albero 5 e il disco 8 con la molla 6. Entrambi i dischi hanno i fori sulla loro periferie. Con il bullone 9 il disco 8 è collegato con il disco 7. Con la variazione di posizione del disco 8, la coppia causata dalla molla, che agisce sull'albero, varia. Questo è il modo di variare e scegliere la coppia necessaria resistenza prima della prova. Oscillazioni dell'albero con le modifiche dei denti al settore dentato cambiano la deformazione della molla e la coppia resistente in un intervallo relativamente breve. Gli alberi sono supportati nelle piastre 10, che sono anche supporti per deformazioni angolari di molle.



### *UTILIZZO DELL'ATTREZZATURA DI PROVA*

Il dispositivo di prova presentata è stato progettato per la prova di usura degli ingranaggi di plastica con moto inverso. Il dispositivo è particolarmente adatto per la verifica del meccanismo d'ingranaggi in controllore di flusso d'aria del motore. Questi sono gli ingranaggi di piccole dimensioni. La prima coppia (PG) con il modulo di 0,8 mm e l'interasse di 25,6 mm (larghezza 5 mm), e la seconda coppia (con il segmento dentato - s) ha il modulo di 1 mm e interasse di 34,5 mm (larghezza 7mm). Le dimensioni sono adattate al carico e alla distribuzione della tensione al fine di ottenere una soluzione ottimale di progettazione con l'affidabilità di usura. La sperimentazione di indossare la maglia di plastica può essere effettuata per soddisfare i seguenti obiettivi:

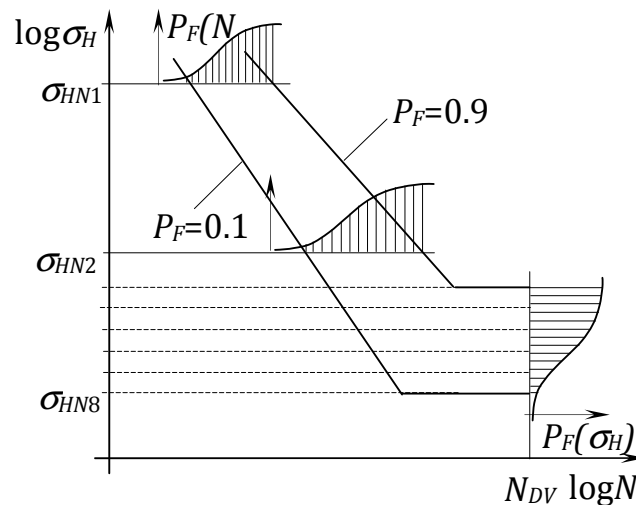
- Per identificare l'ingranaggio e il posto in cui avvengono la rottura ossia il punto più debole nel assieme degli ingranaggi.
- Per identificare la probabilità di usura degli ingranaggi durante le condizioni di servizio. Probabilità di guasto (della usura) per condizioni di servizio presenta in realtà l'affidabilità elementare per un certo fallimento o per una parte meccanica determinata.
- Per individuare il livello di guasto (della usura) ci serve una distribuzione di probabilità. La gamma di distribuzione di probabilità è usata come una funzione della distribuzione di probabilità di guasto per i vari livelli di tensione o per il diversi numeri di cicli della tensione. In

combinazione con le varie condizioni di servizio (probabilità di parametri di servizio) la probabilità di guasto ottiene il calcolo di affidabilità.

Il dispositivo di prova effettua una prova parallela di otto set di ingranaggi con lo stesso carico (coppia all'albero) e con la stessa velocità del movimento. Il numero di cicli della tensione per il fallimento può essere misurato e calcolato. Il fallimento di usura non avviene dopo lo stesso numero di cicli. I set di ingranaggi danneggiati può essere rimosso o sostituito con il nuovo set e in questo modo la prova può continuare fino al fallimento del nuovo set degli ingranaggi. Prove sperimentali realizzate in parallelo con otto campioni danno la possibilità di ottenere il set di risultati, che sono sufficienti per il calcolo della probabilità o l'affidabilità. Questo è un modo per realizzare la prova accelerata. La possibilità per la velocità di movimento aumento rispetto a condizioni di vero e proprio servizio anche in maniera significativa ad accelerare il processo di prova. Aumento del carico (coppia sul albero) può accelerare il processo di prova, ma può variare in maniera significativa le condizioni dei denti. Aumento del livello di temperatura con l'aumento di velocità o di carico può essere impedito da campioni esaminati raffreddandogli. Se è necessario, quando la temperatura di servizio è più alta, i campioni testati possono essere riscaldati. Per ottenere condizioni di riscaldamento o raffreddamento dei campioni, il dispositivo per la prova deve essere coperto e chiuso nella custodia per questo scopo.

### IDENTIFICAZIONE DELLA PROBABILITÀ DI ROTTURA

All'inizio della distribuzione della probabilità di usura dei denti del ingranaggi, è necessario fare alcune decisioni. Prima, nella gamma di vita finita, è necessario scegliere i due livelli di tensione, in modo da individuare questo intervallo delimitato con le linee rigorose, come mostrato nella figura seguente. La distanza tra questi livelli di sollecitazioni deve essere sufficientemente grande in modo da ottenere un angolo di inclinazione più precisa. Il livello superiore  $\sigma_{H1}$  deve essere provocato dal carico che può causare fratture dei denti con la tensione a flessione. Basso livello di tensione  $\sigma_{H2}$  deve essere sufficientemente elevato per evitare la distribuzione a fallimento nella gamma infinita vita a fatica. Il numero di set degli ingranaggi, che è necessario testare a ciascuno dei due livelli di tensione, è di otto ed è definito dalla capacità del dispositivo di prova. Esso corrisponde al set minimo statistico per il calcolo della probabilità di usura. Variabile indipendente  $N$  è il numero di giri degli ingranaggi (numero dei cicli della tensione nei denti) finché non si verifica la rottura. Inoltre, in caso di prova effettiva dei set degli ingranaggi, il numero delle oscillazioni delle assi di controllo- 5 (figura precedente), possono essere utilizzate come il numeri dei cicli. Per identificare la funzione di distribuzione della probabilità di guasto  $P_F(\sigma_H)$  nella vita infinita a usura, è necessario scegliere il numero di cicli della tensione (o oscillazioni dell'albero di controllo)  $NDV$  in questo intervallo (figura sotto indicata). I campioni possono fallire



prima di questo limite o non fallire fino a NDV. In questa gamma, la prova viene effettuata per alcuni livelli di tensione  $\sigma_H$ . Per ciascuno di essi, il numero minimo dei set di ingranaggi è otto. I risultati ottenuti dalla prova forniscono i parametri della funzione di Weibull per la distribuzione di probabilità di usura. Il primo passo è il calcolo della probabilità di rottura empirica per ogni livello di stress  $\sigma_{HN1}$  fino a  $\sigma_{HN8}$ . Nella gamma della vita finita per  $\sigma_{HN1}$  e  $\sigma_{HN2}$  probabilità per un certo livello di tensione è calcolato come

$$P_F(N) = \frac{z_i(N)}{z_\Sigma + 1}$$

dove  $Z_i(N)$  è il numero di campioni esaminati falliti con il numero di cicli di tensione minore o uguale a  $N$ . Il numero totale dei campioni esaminati è di  $z_\Sigma$ . Per un certo livello di tensione il calcolo viene effettuato per  $z_\Sigma$  falliti (per usura) campioni, e ciascuno di essi fallisce dopo diversi cicli di serie  $N$ . I valori calcolati  $P_F(N)$  sono utilizzati per Weibull funzione della distribuzione di probabilità ossia vale a dire di questa funzione. Nella gamma della vita infinita per i livelli di tensione  $\sigma_{HN3}$  fino a  $\sigma_{HN8}$  la probabilità di fallimento è calcolata separatamente. Per un certo livello di tensione  $\sigma_{HNI}$  probabilità di fallimento è

$$P_F(\sigma_{HNI}) = \frac{z_i(\sigma_{HNI})}{z_\Sigma + 1}$$

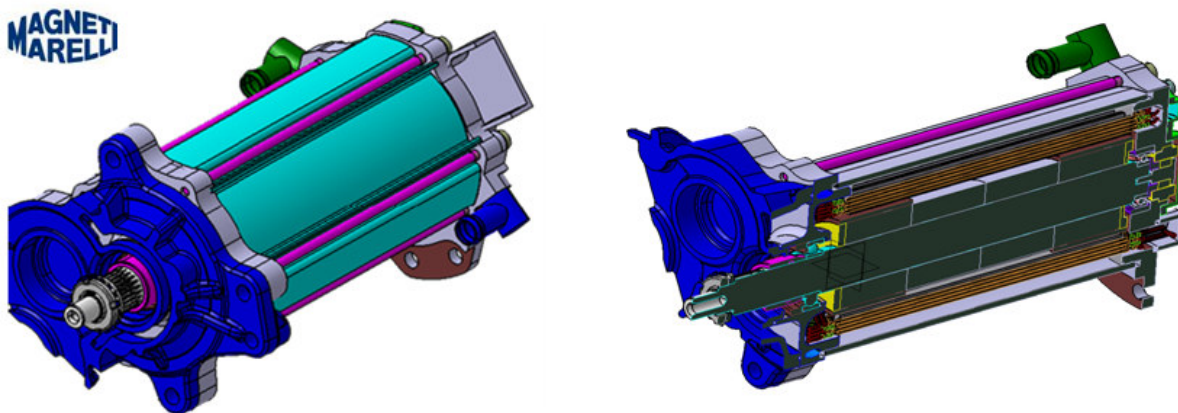
$z_i(\sigma_{HNI})$  è il numero di campioni falliti dopo che il numero di cicli è inferiore o uguale a NDV. I risultati calcolati per tutti i livelli di tensione  $\sigma_{HN3}$  fino a  $\sigma_{HN8}$  sono utilizzati per la funzione di Weibull di distribuzione di probabilità (parametri di funzione) per il numero di cicli di tensione NDV.

Quando tutte le tre probabilità di guasto sono ottenute (le due funzioni  $P_F(N)$  e funzione di  $P_F(\sigma_H)$ ), è possibile completare l'area totale della distribuzione di probabilità di guasto determinata con la linee di  $P_F = 0,1$  e  $P_F = 0,9$ . L'utilizzo di questo area della distribuzione di probabilità per ogni livello di tensione o per ogni numero di cicli di tensione, è possibile definire la funzione Weibull, necessaria per il calcolo del inaffidabilità.

## MOTORE ELETTRICO

L'auto elettrica è un'automobile con motore elettrico che utilizza l'energia chimica che viene immagazzinata in un "serbatoio" energetico costituito da una o più batterie ricaricabili. I veicoli che utilizzano sia motori elettrici che motori a combustione interna (ICE: Internal combustion engine) sono noti come ibridi. In tali veicoli, gli accumulatori vengono ricaricati da un motore a combustione interna. I veicoli elettrici hanno complessivamente una maggiore efficienza energetica rispetto a quasi tutti i motori a combustione interna. Un motore a benzina ha una efficienza energetica del 25-28%, un diesel si avvicina al 40%, mentre un motore elettrico a induzione in corrente alternata ha un'efficienza del 90%. Non producono fumi di scarico né vapor d'acqua e, complessivamente, producono un inquinamento praticamente nullo se riforniti con energia prodotta da fonti rinnovabili. Grazie alla elevata coppia prodotta dai motori elettrici, i veicoli elettrici hanno buone prestazioni in accelerazione, tali da superare i veicoli convenzionali alimentati a benzina. I nuovi modelli possono viaggiare per centinaia di chilometri con una sola carica, anche dopo 160.000 km di impiego delle stesse batterie. I veicoli elettrici, riducendo la dipendenza dal petrolio, potrebbero rallentare il riscaldamento globale (attenuando l'effetto serra), sono più silenziosi rispetto ai motori a combustione interna e non producono fumi nocivi.

Questa premessa lascia intendere come numerose case automobilistiche sono interessate alla realizzazione di motori elettrici da utilizzare per trazione elettrica oppure ibrida e, tra loro, la Magneti Marelli dove è in corso di sviluppo un prototipo di motore elettrico da equipaggiare su autovetture Citroen - Peugeot. Il processo di progettazione e sviluppo ha preso avvio a inizio 2009 e prevede la realizzazione di differenti prototipi funzionali da mettere in competizione tra loro in termini di funzionalità ed affidabilità. Queste attività di R&D sono considerate strategiche per l'Azienda che ne autorizza la divulgazione a patto di limitare la diffusione di informazioni tecniche. Senza poter entrare nel dettaglio delle soluzioni ingegneristiche sviluppate, si riportano di seguito i risultati essenziali delle analisi di affidabilità/sicurezza effettuate.

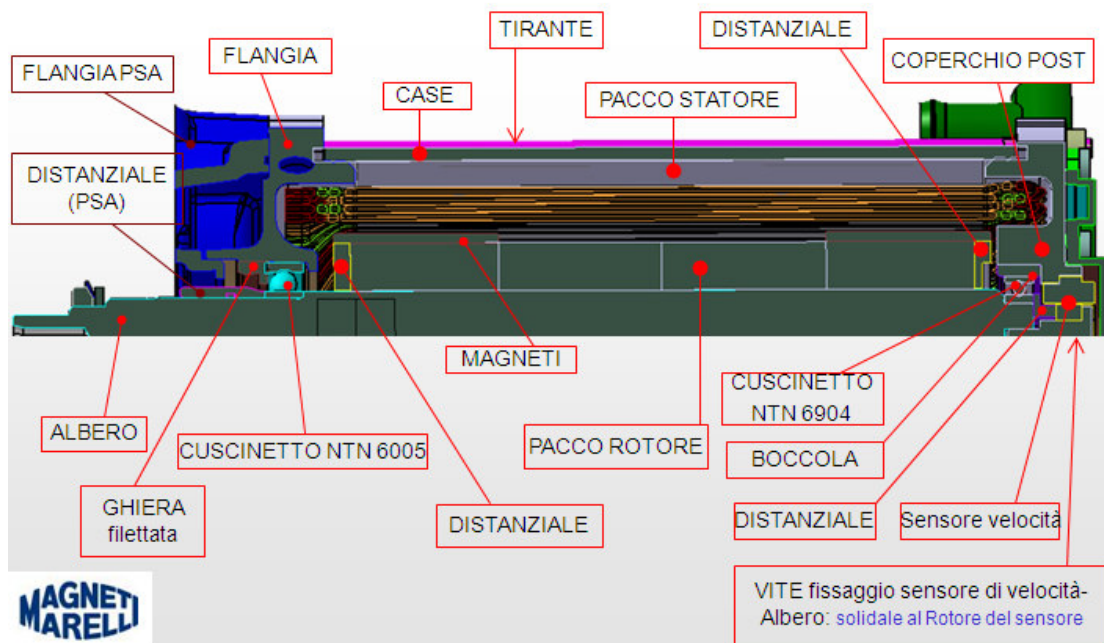


Col termine motore elettrico si definisce una macchina elettrica in cui la potenza di ingresso è di tipo elettrico e quella di uscita è di tipo meccanico, assumendo la funzione di attuatore. La divisione classica è tra motori in corrente continua (DC) e in corrente alternata (AC). Tuttavia non è una classificazione estremamente precisa, poiché esistono motori costruttivamente simili ai DC che possono essere alimentati anche in AC, chiamati motori universali. Diverse distinzioni si possono fare in base ad altri riferimenti: per esempio, la distinzione tra motori sincroni (nei quali la frequenza di



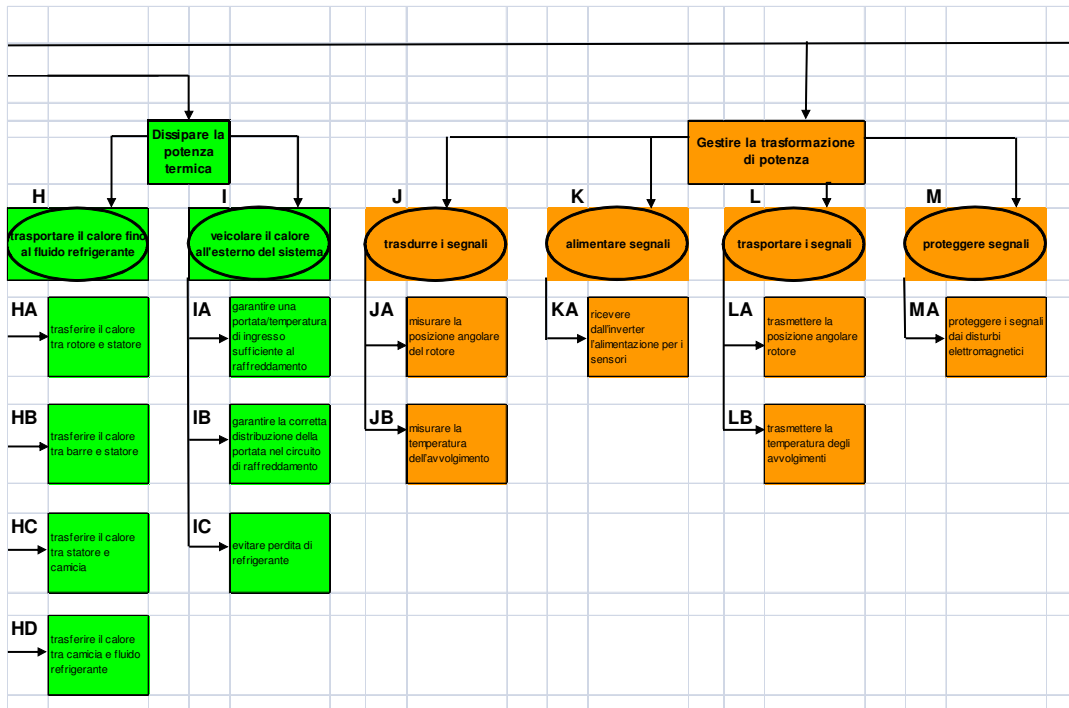
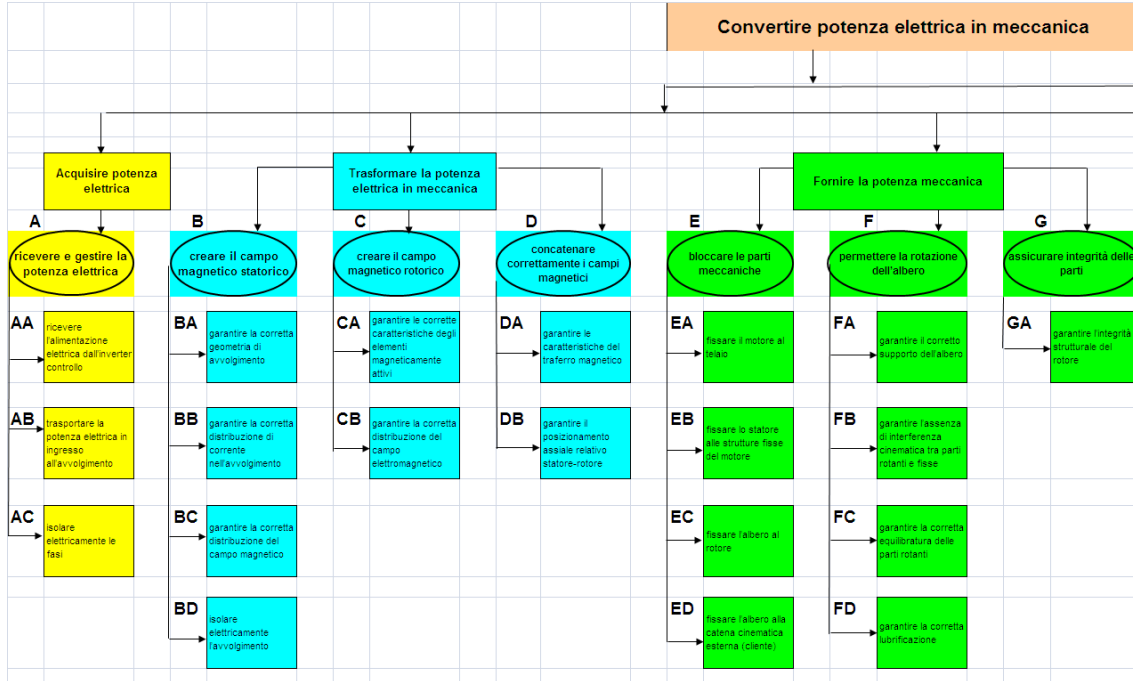
alimentazione è pari o un multiplo della frequenza di rotazione) e asincroni (in cui le due frequenze sono indipendenti); pertanto di solito le categorie in cui si classifica il motore elettrico sono motore asincrono, motore sincrono o motore in corrente continua. Il motore elettrico, così come l'alternatore è composto da: Statore e Rotore. Questi componenti generano un campo magnetico, in alcuni casi anche grazie all'uso di magneti.

Nel caso specifico, si tratta di un motore in corrente continua: la corrente elettrica passa in un avvolgimento di spire che si trova nel rotore. Questo avvolgimento, composto da fili di rame, crea un campo elettromagnetico al passaggio di corrente. Questo campo elettromagnetico è immerso in un altro campo magnetico creato dallo statore, il quale è caratterizzato dalla presenza di due o più coppie polari (calamite, elettrocalamite, ecc.). Il rotore per induzione elettromagnetica inizia a girare, in quanto il campo magnetico del rotore tende ad allinearsi a quello dello statore analogamente a quanto avviene per l'ago della bussola che si allinea col campo magnetico terrestre. Durante la rotazione il sistema costituito dalle spazzole e dal collettore commuta l'alimentazione elettrica degli avvolgimenti del rotore in modo che il campo magnetico dello statore e quello del rotore non raggiungano mai l'allineamento perfetto, in tal modo si ottiene la continuità della rotazione. Questo motore è alimentato a corrente continua, ma il sistema delle spazzole fa sì che la polarità all'interno degli avvolgimenti del rotore sia alternata durante la rotazione, quindi, tecnicamente, si tratta di un motore in corrente alternata. Durante la trasformazione, una modesta parte dell'energia viene dispersa per l'effetto Joule. Dato il principio di funzionamento, un motore elettrico fa sempre muovere l'albero motore di moto rotatorio. Tale motore può essere usato anche come generatore elettrico assorbendo energia meccanica, senza subire alcun cambiamento nella sua struttura, permettendo così una sua versatilità molto ampia, che gli permette di passare velocemente e senza accorgimenti esterni rivolti al motore da un funzionamento all'altro. Questa funzione è fondamentale perché consente al motore elettrico di ricaricare le batterie durante le fasi di frenata (oppure quando va accoppiato con un motore a scoppio, come nel caso delle soluzioni ibride) aumentando enormemente l'efficienza del sistema.



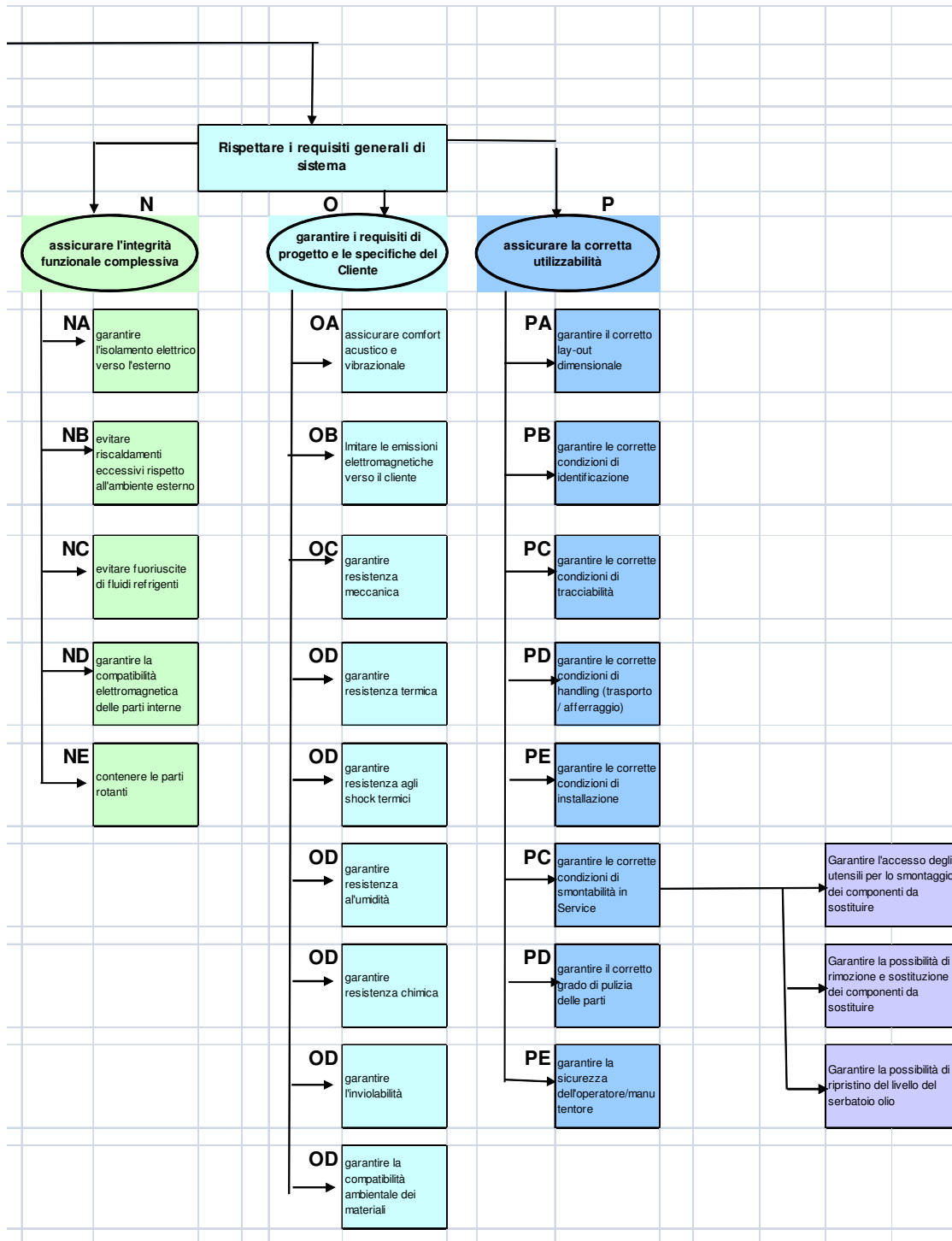
## ALBERO FUNZIONALE

Si riporta di seguito l'albero funzione sviluppato per il motore elettrico prototipale






Si riporta di seguito i rami dell'albero funzione sviluppato per un eventuale motore di serie



## MATRICE LOGICA

Si riporta di seguito alcune righe/colonne della matrice logica funzionale che collega le funzioni (1<sup>a</sup> riga) ai componenti (1<sup>a</sup> colonna) dove la "X" indica quale componente partecipa a quale funzione. Resta già visivamente evidente la diversa complessità delle funzioni o importanza dei diversi componenti nel sistema.

<div> Powertrain S.p.A.</div>					Acquisire potenza elettrica				Trasformare la potenza elettrica in meccanica						Fornire potenza meccanica						Dissipare potenz													
Descrizione componente	N° pezzi	Matricola MM	N° progressivo	ricevere e gestire la potenza elettrica			creare il campo magnetico statico			creare il campo magnetico rotorico	concatenare correttamente i campi magnetici	bloccare le parti meccaniche		permettere la rotazione dell'albero		assicurare integrità a parti	trasportare il calore fino al fluido refrigerante																	
				AA	AB	AC	BA	BB	BC	BD	CA	CB	DA	DB	EA	EB	EC	ED	FA	FB	FC	FD	GA	HA	HB	HC	HD							
Flangia anteriore	1		1								X			X	X	X	X			X	X													
CASE	1		2											X	X		X				X										X	X		
Lamierini pacco statore	1		3				X	X	X	X				X	X		X				X						X	X	X					
Avvolgimento pacco statore	1		4		X	X	X	X	X	X	X										X									X				
KLINGER (testata motore)	2		5											X			X																	
Tirante 259,5mm	2		6														X																	
Tirante 254,5mm	2		7															X																
Tirante 250mm	2		8														X																	
Distanziale (sp. 5mm)	1		9						X				X	X	X				X				X	X			X	X						
Distanziale (sp. 5mm, con sez. ridotta)	1		10						X				X	X	X				X				X	X			X	X						
Pacco rotore (L=51)	2		11						X				X	X	X				X				X				X	X						
Pacco rotore (L=46)	2		12						X				X	X	X				X				X				X	X						
Magneti	24		13						X		X	X	X	X					X				X				X	X						
Albero	1		14										X	X					X	X	X	X	X	X			X							
Seeger	1		15																															
Coperchio posteriore	1		16	X		X	X			X			X	X	X	X				X	X													
Coperchio Acqua	1		17																															
Coperchio cavi elettrici	1		18	X		X																												
Cuscinetto NTN 6005	1		19										X	X									X	X		X			X					
Cuscinetto NTN 6904	1		20										X	X									X	X		X			X					
Ghiera filettata	1		21											X									X	X										
Boccola cuscinetto posteriore	1		22										X										X	X					X					
Distanziale (x il rotore del sensore velocità)	1		23																					X	X									
Vite fissaggio Rotore Sensore Velocità	1		24																					X	X									
Raccordi Acqua	2		25																															
ORing (107,67x1,78)	2		26																															
Sensore giri	1		27																															
Sensore temperatura	3		28							X															X									
Guarnizione coperchio acqua	1		29																															
Cavi motore flessibili	3		30	X	X	X																												
Viti fissaggio coperchio uscita cavi	1		31																															
Vite TCCE UNI5931 M4x10mm (fissaggio coperchio acqua su Coperchio Post)	1		32																															
Dado UNI5588 M6 MEDIO DIN934 (serraggio tiranti)	1		33														X																	
Rondelle piane Ø6 DIN125/A INOX A4(serraggio tiranti)	1		34														X																	
Somma (How many elemnts have the same function)				3	2	4	3	2	7	5	1	5	13	14	2	10	5	1	7	18	5	2	6	9	2	2	1							

Si riporta di seguito la schematizzazione dei collegamenti logici che esistono tra i componenti che concorrono a comporre ciascuna funzione; la porta logica “AND” indica la necessità che il componente sia del tutto operativo per garantire la funzione , la porta logica “OR” presuppone una logica più complessa (calcolata in altro foglio) dove si prevede che siano sufficienti K operativi su N componenti totali (“n. pezzi”) per garantire l’adeguata funzionalità.

CORRECTION OF THE COMPONENTS Legend: Gate OR- has component which failure can block subfunction Gate AND- has component that need failure of another component to block subfunction				Acquisire potenza			Trasformare la potenza elettrica in meccanica								Fornire potenza meccanica								Dissipare potenza														
				ricevere e gestire la potenza elettrica			creare il campo magnetico statico				creare il campo magnetico rotatorio		concatenare correttamente i campi magnetici		bloccare le parti meccaniche				permettere la rotazione dell'albero				assicurare integrità a parti	trasportare il calore fino al fluido refrigerante													
				R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R
Descrizione componente	N° pezzi	Matricola MM	N° progressivo	ricevere l'alimentazione elettrica dall'inverter controllo	trasportare la potenza elettrica in ingresso all'avvolgimento	isolare elettricamente le fasi	garantire la corretta geometria di avvolgimento	garantire la corretta distribuzione di corrente nell'avvolgimento	garantire la corretta distribuzione del campo magnetico	isolare elettricamente l'avvolgimento	garantire le corrette caratteristiche degli elementi magneticamente attivi	garantire la corretta distribuzione del campo elettromagnetico	garantire le caratteristiche del tralzo magnetico	garantire il posizionamento assiale relativo statore-rotore	fissare il motore al telaio	fissare lo statore alle strutture fisse del motore	fissare l'albero al rotore	fissare l'albero alla catena cinematica esterna (cliente)	garantire il corretto supporto dell'albero	garantire l'assenza di interferenza cinematica tra parti rotanti e fisse	garantire la corretta equilibratura delle parti rotanti	garantire la corretta lubrificazione	garantire l'integrità strutturale del rotore	trasferire il calore tra rotore e statore	trasferire il calore tra barre e statore	trasferire il calore tra statore e camera	trasferire il calore tra camera e fluido refrigerante										
Flangia anteriore	1		1							AND			AND	AND	AND	AND			AND	AND																	
CASE	1		2										AND	AND		AND				AND															AND	AND	
Lamierini pacco statore	1		3				AND	OR	OR	AND				AND	AND		OR			AND							AND	AND									
Avvolgimento pacco statore	1		4		OR	OR	OR	OR	OR	OR				AND	OR					OR														OR			
KLINGER (testata motore)	2		5												AND		OR																				
Tirante 259,5mm	2		6																AND																		
Tirante 254,5mm	2		7																AND																		
Tirante 250mm	2		8																AND																		
Distanziale (sp. 5mm)	1		9							AND			AND	AND	AND			AND																			
Distanziale (sp. 5mm, con sez. ridotta)	1		10							AND			AND	AND	AND			AND																			
Pacco rotore (L=51)	2		11							OR			OR	OR	OR			OR			OR					OR	OR										
Pacco rotore (L=46)	2		12							OR			OR	OR	OR			OR			OR					OR	OR										
Magneti	24		13							OR		OR	OR	OR	OR					AND						OR	OR										
Albero	1		14										AND	OR				OR	OR	OR	OR	OR			OR	OR											
Seeger	1		15																																		
Coperchio posteriore	1		16	OR		AND	AND			AND				AND	AND	AND			AND	AND																	
Coperchio Acqua	1		17																																		
Coperchio cavi elettrici	1		18	OR		AND																															
Cuscinetto NTN 6005	1		19											OR	OR					OR	AND		AND				AND										
Cuscinetto NTN 6904	1		20											OR	OR					OR	AND		AND				AND										
Ghiera filettata	1		21												OR					OR	AND																
Boccola cuscinetto posteriore	1		22											OR						OR	OR																
Distanziale (x il rotore del sensore velocità)	1		23																																		
Vite fissaggio Rotore Sensore Velocità	1		24																																		
Raccordi Acqua	2		25																																		
ORing (107,67x1,78)	2		26																																		
Sensore giri	1		27																																		
Sensore temperatura	3		28							AND																											
Guarnizione coperchio acqua	1		29																																		
Cavi motore flessibili	3		30	AND	OR	AND																															
Viti fissaggio coperchio uscita cavi	1		31																																		
Vite TCCE UN5931 M4x10mm (fissaggio coperchio acqua su Coperchio Post)	1		32																																		
Dado UN5588 M6 MEDIO DIN934 (serraggio tiranti)	1		33															AND																			
Rondelle piane Ø6 DIN125/A INOX A4(serraggio tiranti)	1		34															AND																			



Si riporta di seguito la prima parte del foglio utilizzato per la stima dell'affidabilità del sistema. In particolare, a fianco del "componente reale" (colonna 1) si osserva il "componente equivalente" (colonna 2,3) per il quale si è ricercato il rateo di guasto nella letteratura specialistica (colonna 4 e 5), i fattori correttivi standard (colonna 6 e 7) e i fattori correttivi sviluppati all'interno del metodo (colonna 8,9,10).

	Macro Componente (Italian)	Macro Componente (English)	Part Description (RAC)	L = Failure Rate (Failure Per Hour)	L = Failure Rate (Failure Per Miles)	Quality Level	App Env	Factors to Correction Quality	Factors to Correction Environment	Factors to Correction Level of Warranty
1	Flangia anteriore lavorato	Front flange worked	Flange (Summary)		0.3153	-	-	1	1	1
2	CASE: lavorazione interna (Semilavorato)	CASE: Internal processing (unfinished)	Housing	2.2727		Unk	GM	1	1	1
3	Laminieri pacco statore	Stator laminations								
4	Avvolgimento pacco statore (Fili di rame per statore-piatte in rame)	Wire								
5	KLINGER (guarnizione)	Gasket	Gasket, Metal	2.2727		Unk	GM	1	1	1
6	Tirante 259,5mm	Tie 259,5mm	Tie Rod (Summary)		1.1475	-	-	1	1	1
7	Tirante 254,5mm	Tie 254,5mm	Tie Rod (Summary)		1.1475	-	-	1	1	1
8	Tirante 250mm	Tie 250mm	Tie Rod (Summary)		1.1475	-	-	1	1	1
9	Distanziale (sp. 5mm)	Spacer (5mm thick)	Spacer		0.0275	Unk	GM	1	1	1
10	Distanziale (sp. 5mm, con sez. ridotta)	Spacer (5mm thick, with sect. Reduced)	Spacer		0.0275	Unk	GM	1	1	1
11	Pacco rotore (L=51)	Rotor packet (L = 51)								
12	Pacco rotore (L=46)	Rotor packet (L = 46)								
13	Magneti	Magnets	Magnet, Permanent	0.0011		Com	GB	2.5	0.2	1
14	Albero	Shaft		12.4005		Unk	GM	1	1	1
15	Seeger	Seeger(anello)	Spacer, Ring		1.9449	Unk	GM	1	1	1
16	Coperchio posteriore (lavorato)	Back Cover (work)	Cover, Top		0.7768	Com	GM	2.5	1	1
17	Coperchio Acqua	Water cover	Cover, Water Header		0.016	Unk	GM	1	1	1
18	Coperchio cavi elettrici	Coperchio cavi elettrici	Cover,Electrical Connector		0.4466	Unk	GM	1	1	1
19	Cuscinetto NTN 6005	Bearings NTN 6005 (Radial Ball Bearing)	Bearing, Ball		0.0012	Unk	GM	1	1	1
20	Cuscinetto NTN 6904	Bearings NTN 6904	Bearing, Ball		0.0012	Unk	GM	1	1	1
21	Ghiera filettata	Ring Nut	Nut	2.2727		Unk	GM	1	1	1
22	Boccola (interferenza sul coperchio post)	Bush (interference on the cover post)	Bushing	0.937		Unk	GM	1	1	1
23	Distanziale (x il rotore del sensore velocità)	Spacer (for rotor speed sensor)	Spacer		0.0275	Unk	GM	1	1	1
24	Vite fissaggio Rotore Sensore Velocità	Fixing screw- Rotor speed sensor	Screw		0.0234	Unk	GM	1	1	1
25	Raccordi Acqua	Water Fittings	Fitting, Permanent	3.26		Unk	GM	1	1	1
26	ORing (107,67x1,78)	O Ring	Gasket, O-Ring	0.02		Unk	GB	1	0.2	1
27	Sensore giri	Speed sensor	Sensor, Speed	21.3137		Unk	NR	1	0.3	1
28	Sensore temperatura	Temperature sensor	Sensor, Temperature	0.0277		Com	GB	2.5	0.2	1
29	Guarnizione coperchio acqua	Water cover gasket	Gasket, Metal	2.2727		Unk	GM	1	1	1
30	Cavi motore flessibili	Motor flexible cable	Cable, Flexible Circuit	0.301		Com	GB	2.5	0.2	1
31	Viti fissaggio coperchio uscita cavi	Fixing screw- Rotor speed sensor	Screw		0.0234	Unk	GM	1	1	1
32	Vite TCCE UN5931 M4x10mm INOX A2 (fissaggio coperchio acqua su Coperchio Post)	Screw M4x10mm TCCE UN5931 INOX A2 (cover fixing water on Cover Post)	Screw		0.0234	Unk	GM	1	1	1
33	Dado UN5588 M6 MEDIO DIN934 (seraggio tiranti)	Nut UN5588 M6 MEDIO DIN934 (for tightening bolts)	Nut	2.2727		Unk	GM	1	1	1
34	Rondelle piane Ø6 DIN125/A INOX A4(seraggio tiranti)	Ø6 washers DIN125/ A INOX A4 (locking bolts)	Washer,Flat	0.0689		Unk	GM	1	1	1

Per motivi di riservatezza si tralascia di riportare la seconda parte della tabella dove vengono completati i calcoli ed indicati i componenti critici, nonché la matrice di affidabilità finale. Su questi componenti si sono comunque concentrati gli studi successivi di FMEA.

[illegible]

P <sup>1</sup>	P <sup>2</sup>	P <sup>3</sup>	P <sup>4</sup>	R <sup>1</sup>	R <sup>2</sup>	R <sup>3</sup>	R <sup>4</sup>	R <sup>5</sup>	R <sup>6</sup>	R <sup>7</sup>	R <sup>8</sup>	R <sup>9</sup>	R <sup>10</sup>	R <sup>11</sup>	R <sup>12</sup>	R <sup>13</sup>	R <sup>14</sup>	R <sup>15</sup>	R <sup>16</sup>	R <sup>17</sup>	R <sup>18</sup>	R <sup>19</sup>	R <sup>20</sup>	R <sup>21</sup>	R <sup>22</sup>	R <sup>23</sup>	R <sup>24</sup>	R <sup>25</sup>	R <sup>26</sup>	R <sup>27</sup>	R <sup>28</sup>	R <sup>29</sup>	R <sup>30</sup>	R <sup>31</sup>	R <sup>32</sup>	R <sup>33</sup>	R <sup>34</sup>	R <sup>35</sup>	R <sup>36</sup>	R <sup>37</sup>	R <sup>38</sup>	R <sup>39</sup>	R <sup>40</sup>	R <sup>41</sup>	R <sup>42</sup>	R <sup>43</sup>	R <sup>44</sup>	R <sup>45</sup>	R <sup>46</sup>	R <sup>47</sup>	R <sup>48</sup>	R <sup>49</sup>	R <sup>50</sup>	R <sup>51</sup>	R <sup>52</sup>	R <sup>53</sup>	R <sup>54</sup>	R <sup>55</sup>	R <sup>56</sup>	R <sup>57</sup>	R <sup>58</sup>	R <sup>59</sup>	R <sup>60</sup>	R <sup>61</sup>	R <sup>62</sup>	R <sup>63</sup>	R <sup>64</sup>	R <sup>65</sup>	R <sup>66</sup>	R <sup>67</sup>	R <sup>68</sup>	R <sup>69</sup>	R <sup>70</sup>	R <sup>71</sup>	R <sup>72</sup>	R <sup>73</sup>	R <sup>74</sup>	R <sup>75</sup>	R <sup>76</sup>	R <sup>77</sup>	R <sup>78</sup>	R <sup>79</sup>	R <sup>80</sup>	R <sup>81</sup>	R <sup>82</sup>	R <sup>83</sup>	R <sup>84</sup>	R <sup>85</sup>	R <sup>86</sup>	R <sup>87</sup>	R <sup>88</sup>	R <sup>89</sup>	R <sup>90</sup>	R <sup>91</sup>	R <sup>92</sup>	R <sup>93</sup>	R <sup>94</sup>	R <sup>95</sup>	R <sup>96</sup>	R <sup>97</sup>	R <sup>98</sup>	R <sup>99</sup>	R <sup>100</sup>	R <sup>101</sup>	R <sup>102</sup>	R <sup>103</sup>	R <sup>104</sup>	R <sup>105</sup>	R <sup>106</sup>	R <sup>107</sup>	R <sup>108</sup>	R <sup>109</sup>	R <sup>110</sup>	R <sup>111</sup>	R <sup>112</sup>	R <sup>113</sup>	R <sup>114</sup>	R <sup>115</sup>	R <sup>116</sup>	R <sup>117</sup>	R <sup>118</sup>	R <sup>119</sup>	R <sup>120</sup>	R <sup>121</sup>	R <sup>122</sup>	R <sup>123</sup>	R <sup>124</sup>	R <sup>125</sup>	R <sup>126</sup>	R <sup>127</sup>	R <sup>128</sup>	R <sup>129</sup>	R <sup>130</sup>	R <sup>131</sup>	R <sup>132</sup>	R <sup>133</sup>	R <sup>134</sup>	R <sup>135</sup>	R <sup>136</sup>	R <sup>137</sup>	R <sup>138</sup>	R <sup>139</sup>	R <sup>140</sup>	R <sup>141</sup>	R <sup>142</sup>	R <sup>143</sup>	R <sup>144</sup>	R <sup>145</sup>	R <sup>146</sup>	R <sup>147</sup>	R <sup>148</sup>	R <sup>149</sup>	R <sup>150</sup>	R <sup>151</sup>	R <sup>152</sup>	R <sup>153</sup>	R <sup>154</sup>	R <sup>155</sup>	R <sup>156</sup>	R <sup>157</sup>	R <sup>158</sup>	R <sup>159</sup>	R <sup>160</sup>	R <sup>161</sup>	R <sup>162</sup>	R <sup>163</sup>	R <sup>164</sup>	R <sup>165</sup>	R <sup>166</sup>	R <sup>167</sup>	R <sup>168</sup>	R <sup>169</sup>	R <sup>170</sup>	R <sup>171</sup>	R <sup>172</sup>	R <sup>173</sup>	R <sup>174</sup>	R <sup>175</sup>	R <sup>176</sup>	R <sup>177</sup>	R <sup>178</sup>	R <sup>179</sup>	R <sup>180</sup>	R <sup>181</sup>	R <sup>182</sup>	R <sup>183</sup>	R <sup>184</sup>	R <sup>185</sup>	R <sup>186</sup>	R <sup>187</sup>	R <sup>188</sup>	R <sup>189</sup>	R <sup>190</sup>	R <sup>191</sup>	R <sup>192</sup>	R <sup>193</sup>	R <sup>194</sup>	R <sup>195</sup>	R <sup>196</sup>	R <sup>197</sup>	R <sup>198</sup>	R <sup>199</sup>	R <sup>200</sup>	R <sup>201</sup>	R <sup>202</sup>	R <sup>203</sup>	R <sup>204</sup>	R <sup>205</sup>	R <sup>206</sup>	R <sup>207</sup>	R <sup>208</sup>	R <sup>209</sup>	R <sup>210</sup>	R <sup>211</sup>	R <sup>212</sup>	R <sup>213</sup>	R <sup>214</sup>	R <sup>215</sup>	R <sup>216</sup>	R <sup>217</sup>	R <sup>218</sup>	R <sup>219</sup>	R <sup>220</sup>	R <sup>221</sup>	R <sup>222</sup>	R <sup>223</sup>	R <sup>224</sup>	R <sup>225</sup>	R <sup>226</sup>	R <sup>227</sup>	R <sup>228</sup>	R <sup>229</sup>	R <sup>230</sup>	R <sup>231</sup>	R <sup>232</sup>	R <sup>233</sup>	R <sup>234</sup>	R <sup>235</sup>	R <sup>236</sup>	R <sup>237</sup>	R <sup>238</sup>	R <sup>239</sup>	R <sup>240</sup>	R <sup>241</sup>	R <sup>242</sup>	R <sup>243</sup>	R <sup>244</sup>	R <sup>245</sup>	R <sup>246</sup>	R <sup>247</sup>	R <sup>248</sup>	R <sup>249</sup>	R <sup>250</sup>	R <sup>251</sup>	R <sup>252</sup>	R <sup>253</sup>	R <sup>254</sup>	R <sup>255</sup>	R <sup>256</sup>	R <sup>257</sup>	R <sup>258</sup>	R <sup>259</sup>	R <sup>260</sup>	R <sup>261</sup>	R <sup>262</sup>	R <sup>263</sup>	R <sup>264</sup>	R <sup>265</sup>	R <sup>266</sup>	R <sup>267</sup>	R <sup>268</sup>	R <sup>269</sup>	R <sup>270</sup>	R <sup>271</sup>	R <sup>272</sup>	R <sup>273</sup>	R <sup>274</sup>	R <sup>275</sup>	R <sup>276</sup>	R <sup>277</sup>	R <sup>278</sup>	R <sup>279</sup>	R <sup>280</sup>	R <sup>281</sup>	R <sup>282</sup>	R <sup>283</sup>	R <sup>284</sup>	R <sup>285</sup>	R <sup>286</sup>	R <sup>287</sup>	R <sup>288</sup>	R <sup>289</sup>	R <sup>290</sup>	R <sup>291</sup>	R <sup>292</sup>	R <sup>293</sup>	R <sup>294</sup>	R <sup>295</sup>	R <sup>296</sup>	R <sup>297</sup>	R <sup>298</sup>	R <sup>299</sup>	R <sup>300</sup>	R <sup>301</sup>	R <sup>302</sup>	R <sup>303</sup>	R <sup>304</sup>	R <sup>305</sup>	R <sup>306</sup>	R <sup>307</sup>	R <sup>308</sup>	R <sup>309</sup>	R <sup>310</sup>	R <sup>311</sup>	R <sup>312</sup>	R <sup>313</sup>	R <sup>314</sup>	R <sup>315</sup>	R <sup>316</sup>	R <sup>317</sup>	R <sup>318</sup>	R <sup>319</sup>
----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------

5	0	0	5	10				10	500	0	0	condizionamento Temperatura ambiente + mutare temperatura cavo + condizionamento Temperatura ambiente + azione di code sign con il fornitore										GI2	4	-2	0	2	1	1	0	0	2	40	2	40	Raimondi	da definire	
5	0	0	5	10				10	500	0	0	P6 - Prove e verifiche delle saldature + costruzione di un dossier di calcolo MM (su dati empirici)											2	-2	0	1	2	1	1	1	8	50	4	40	Marangoni	31/10/2016	
2	0	0	2	10				10	200	2	40	ripetere verifiche sperimentali P2 e P3 dopo aver eseguito H1 - Test al banco vibrante (con variazione di temperatura) + notazione motore										HI	2	-2	0	1	2	1	1	0	4	40	4	40	Giuliani	31/10/2016	
2	0	0	2	1	1	1	0	3	54	2	36												2	-2	0	1	1	1	1	0	3	27	4	36	Giuliani	31/10/2016	
2	-2	0	1	1	1	1	0	3	30	4	40												2	-2	0	1	1	1	1	0	3	30	4	40			
2	-2	0	1	1	1	1	0	3	27	4	36												2	-2	0	1	1	1	1	0	3	27	4	36			
2	-2	0	1	10				10	100	4	40	GB1 - Test al banco: circolazione corrente a temperatura max di utilizzo H1 - Test al banco vibrante (con variazione di temperatura) + notazione motore										HI	2	-2	0	1	2	1	1	0	4	40	4	40	Raimondi, Giuliani	31/10/2016	
2	-2	0	1	1	1	1	0	3	24	4	32												2	-2	0	1	1	1	1	0	3	32	4	32			
3	0	0	3	10				10	300	1	30	ripetere verifiche sperimentali P4 dopo aver eseguito GI3 - Test al banco: circolazione corrente a temperatura max di utilizzo H1 - Test al banco vibrante (con variazione di temperatura) + notazione motore										HI	3	-2	0	1	2	1	1	0	4	40	4	40	Raimondi, Giuliani	31/10/2016	
3	0	0	3	10				10	270	1	27											HI	3	-2	0	1	2	1	1	0	4	36	4	36			

Si riportano gli agenti ambientali considerati come possibili cause dei modi di guasto

1. alte temperature
2. basse temperature
3. escursione termica
4. shock termici
5. sollecitazioni dovute alle vibrazioni
6. shock meccanici ed agli urti
7. caldo umido
8. condensa / ghiaccio
9. aggressione dei fluidi presenti nel vano motore
10. azioni elettrochimiche
11. acqua
12. polvere
13. atmosfera salmastra
14. anidride solforosa
15. disturbi elettromagnetici

Si riportano le liste dei dossier calcoli di progetto e delle prove sperimentali, già attualmente utilizzati, dei quali si è verificata la consistenza all'interno della FMEA:

- ✓ Designazioni meccaniche: Manuale per disegnatori e tecnici
- ✓ Calcoli analitici: cuscinetti
- ✓ Calcoli analitici: integrità strutturale albero
- ✓ Calcoli analitici: accoppiamenti
- ✓ Calcoli analitici: forze sui tiranti
- ✓ Calcoli analitici eseguiti da fornitore
- ✓ Calcoli analitici termofluidodinamici sul circuito di raffreddamento
- ✓ Calcoli analitici elettromagnetici
- ✓ Calcoli analitici di dilatazione termica
- ✓ Thermal\_Prestress\_Analysis
- ✓ Modal\_Analysis
- ✓ Harmonic\_Analysis
- ✓ Analisi FEM accoppiamenti
- ✓ Analisi FEM Fluidodinamica
- ✓ Analisi FEM Termodinamica
- ✓ Analisi FEM resistenza strutturale parti attive
- ✓ Software Calcolo e Simulazione elettromagnetica motore elettrico
- ✓ Sw Calcolo schema avvolgimento
- ✓ Sw Calcolo termico motore elettrico
- ✓ Disegno schema avvolgimento
- ✓ B21 7120\_\_norma\_veicoli\_PSA.pdf
- ✓ Profilo\_dimostratore\_E-Motor\_PSA\_2009-06-01\_ICEM-CTAA09
- ✓ Norma STD PSA Tab. B18-1157 e 1158
- ✓ Norme criteri e processo di saldatura
- ✓ Norme di regolamentazione isolamento elettrico
- ✓ Specifiche costruttore cavo e terminale

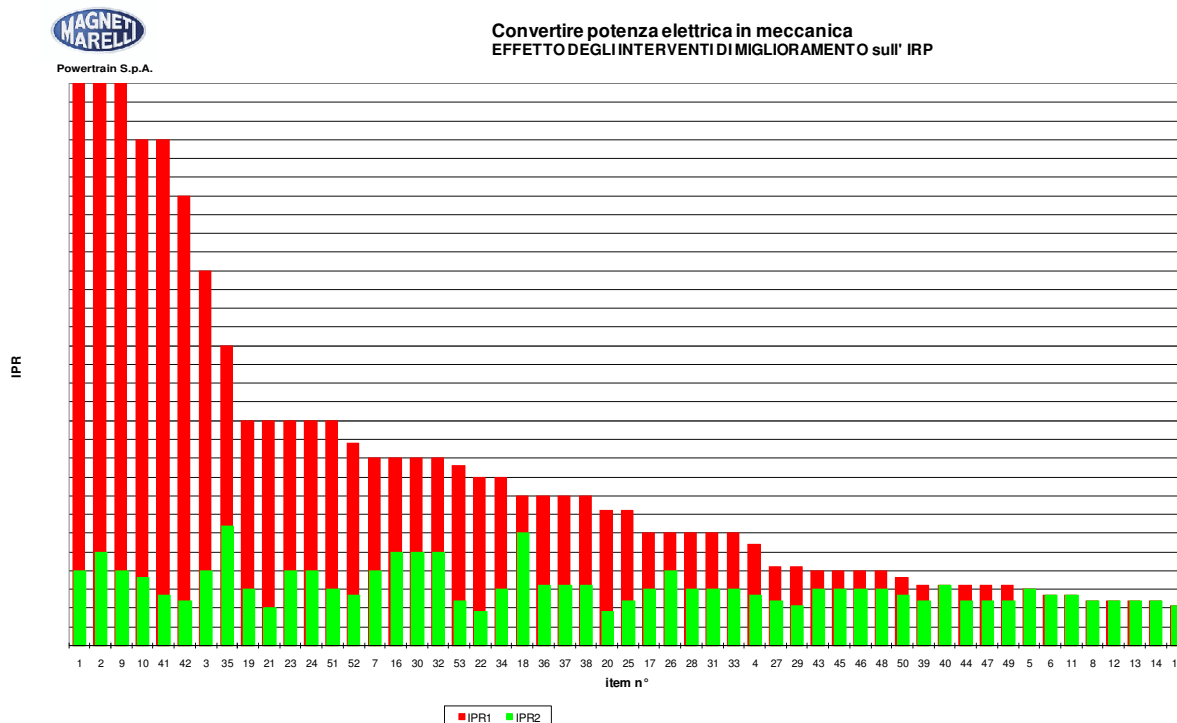


- ✓ Equilibratura Pacco Rotore
- ✓ Misura dell'induttanza
- ✓ Misura delle scariche parziali
- ✓ Misure di isolamento
- ✓ Verifiche di assemblaggio
- ✓ Prove e verifiche delle saldature
- ✓ Test al banco: prova a vuoto (misura della FEM indotta)
- ✓ Test al banco: verifica strategia di controllo MTC (maximum torque control)
- ✓ Test al banco: verifica efficienza del motore elettrico
- ✓ Test al banco: regimatura termica motore elettrico (rotore + statore)
- ✓ Test al banco: verifica di resistenza a fatica dell'albero
- ✓ Test al banco: verifica resistenza a fatica eseguita da fornitore
- ✓ Test al banco: verifiche idrauliche del circuito di raffreddamento
- ✓ Test al banco: verifica coppia trasmessa al variare della temperatura (-30 + 160°C)
- ✓ Test al banco: verifica comunicazione con sensore di velocità e di temperatura in varie condizioni (temperatura, velocità, coppia)
- ✓ Test al banco: controllo entità dei disturbi dei segnali
- ✓ Test al banco: circolazione corrente a temperatura max di utilizzo
- ✓ Test al banco: prova di coppia massima
- ✓ Test al banco: prova a velocità massima
- ✓ Test al banco: prova a vita del motore
- ✓ Verifica a CAD 2D/3D (comprende il calcolo delle catene di tolleranza)
- ✓ Parametri ricavati da esperienza fornitore
- ✓ Parametri ricavati da esperienza interna
- ✓ Calcoli verificati con fornitore
- ✓ Test in laboratorio materiali
- ✓ Verifica dimensionale e qualità dei componenti realizzati da fornitore
- ✓ Test in cella a shock termico
- ✓ Prova torsionometrica case + manichino statore
- ✓ Prova di tenuta
- ✓ Prova in camera anecoica su norme o specifiche cliente

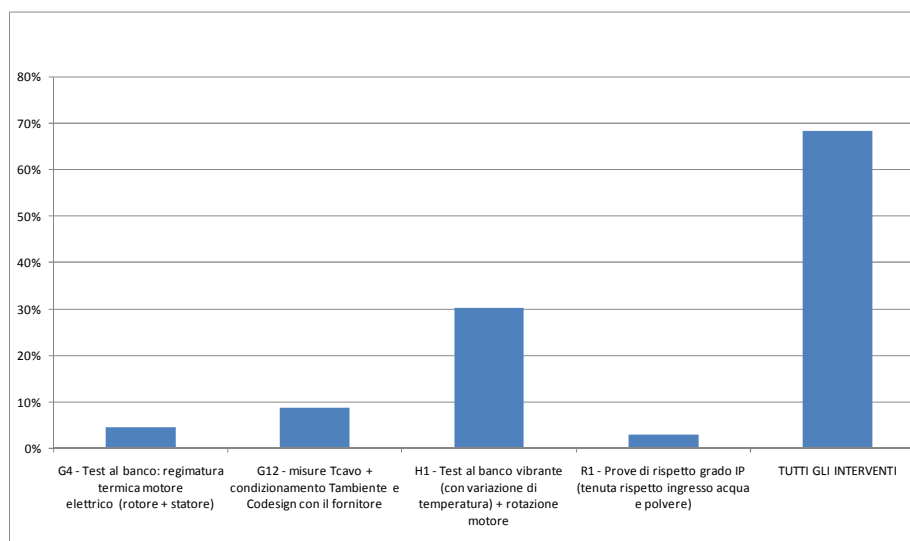
Si riportano le liste dei dossier calcoli di progetto e delle prove sperimentali, non attualmente utilizzati, dei quali, a seguito dei risultati della FMEA, si chiede l'implementazione di miglioramento:

- ✓ Calcoli analitici: forza di tiro sul bendaggio
- ✓ Test al banco: verifica di resistenza a fatica dell'albero (con almeno due agenti sollecitanti attivi durante le prove)
- ✓ "Test al banco: misure temperatura cavo
- ✓ Condizionamento Temperatura ambiente"
- ✓ Test al banco vibrante (con variazione della temperatura) + rotazione del motore
- ✓ Test a banco cambio (realizzato dal cliente)
- ✓ Prove di rispetto grado IP (tenuta rispetto ingresso acqua e polvere)
- ✓ Prova in camera anecoica su norme o specifiche cliente

Si riportano in modo visivo i miglioramenti nell'indice di criticità realizzato dall'implementazione delle azioni correttive segnalate con la FMECA, buona parte delle quali già adottate. Per ciascuna causa di guasto (lungo l'ascissa) sono evidenti i livelli di criticità iniziali (IRP1) e l'abbassamento dopo l'implementazione degli interventi di miglioramento (IRP2). I valori massimi di IRP passano da 500 a 64 (equivalente ad un indice di miglioramento del 680%); quelli medi 100 a 38.



Delle principali azioni di miglioramento, si riporta, isolandoli, gli effetti sul sistema in modo da avere una chiara indicazioni di quali siano gli interventi che garantiscono il maggiore impatto.



## TELAIO

---

L'ultima fase dell'attività è stata finalizzata ad applicare gli strumenti finora studiati ad un caso di interesse per una azienda medio piccola che ha deciso di investire nel settore automotive con un prodotto nuovo.



ZERO è un prodotto Tazzari. Nasce a Imola e celebra una produzione totalmente Made in Italy. La filosofia della azienda è dare la massima tecnologia e qualità costruttiva ad un prezzo realmente competitivo, un prodotto senza precedenti nella mobilità ecologica, protagonista nella nuova era della trazione elettrica al Litio. Diverse sono infatti le soluzioni tecniche mutate dalle sportive tradizionali, a partire dal telaio in elementi fusi in alluminio, specialità del gruppo emiliano-romagnolo nato nel 1963 proprio come azienda metal

meccanica specializzata nella lavorazione di questo materiale, per proseguire con il motore in posizione posteriore - centrale, i quattro freni a disco (con recupero di energia) ed un bilanciamento tanto accurato che il motore elettrico - asincrono trifase con una coppia di ben 150 Nm - è alloggiato in maniera leggermente decentrata rispetto all'asse longitudinale, favorendo l'equilibrio quando si è da soli alla guida, ed è collocato in posizione speculare nelle versioni con guida a destra. Con un peso complessivo di 542 kg la Tazzari Zero scatta da 0 a 50 km/h in meno di 5 secondi e può raggiungere una velocità massima di 90 km/h. L'autonomia della Zero è di 140 km nella modalità "Economy", perché, come su una coupé votata alla pista, si possono scegliere 4 modalità di marcia attraverso i corrispondenti quattro pulsanti di colore verde, rosso, giallo e blu sulla plancia: "Race", che fornisce la massima potenza; "Standard", per un equilibrio fra prestazioni e autonomia; "Rain", in caso di poca aderenza e, come detto, "Economy".

### UN TELAIO DI ALLUMINIO IN UNA MACCHINA ELETTRICA

---



La macchina elettrica è un'automobile con motore elettrico che utilizza l'energia proveniente da un sistema di batterie elettriche. Per questa ragione sono anche definitivi con l'acronimo B.E.V. (Battery Electric Vehicle). Rispetto alle automobili tradizionali non ha alla disposizione un serbatoio per il carburante e non necessita di rifornimento alla pompa. Per fare il 'pieno' ad un'auto elettrica è necessario ricaricare le batterie mediante elettricità proveniente dalla

Rete o da altri sistemi di produzione interni. L'energia chimica è stoccata nelle batterie e utilizzata sotto forma di elettricità al momento della guida del veicolo.

La macchina elettrica, come già evidenziato, la possibilità di offrire ai propri futuri clienti in ambito automobilistico di un patrimonio di conoscenze in quest'ambito, consentirà di produrre mezzi di locomozione con tempi di assemblaggio (quindi costi) ridotti, con un elevato standard di sicurezza derivato dal mondo delle competizioni sportive e con un impatto ambientale ridotto, grazie alla diminuzione dei pesi e quindi dei consumi di carburanti. Un approccio tecnologico di tale genere risulta particolarmente adatto al settore dei veicoli elettrici, nel quale i pesi e le flessibilità di sviluppo del telaio consentono rispettivamente un rendimento migliore e più facilità nell'alloggiamento degli ingombranti pacchi batterie.

In estrema sintesi, le caratteristiche richieste ad un telaio autoveicolistico possono essere così riassunte:

- una elevata resistenza, atta a garantire in primis la sicurezza dei passeggeri;
- una adeguata rigidità, atta a garantire un buon comportamento su strada dell'autoveicolo;
- leggerezza, finalizzata a massimizzare l'efficienza energetica dell'autoveicolo.

Il telaio è una componente essenziale per qualsiasi mezzo di trasporto, macchinario da lavoro o semplice macchina utensile. I telai sono delle strutture portanti, che definiscono la forma e la posizione delle parti necessarie dell'oggetto che costituiscono. Possono essere di vari tipi: traliccio/tubi saldati; stampati; monoscocca; misti/scomponibile (in parte in tubi saldati e in parte stampato). Per ogni tipo di telaio ci sono delle applicazioni in cui ha caratteristiche migliori rispetto ad altri, ma ci sono sempre delle eccezioni che dipendono da come una ditta riesce meglio a creare dei telai efficienti e anche il tipo di materiale che usa per la realizzazione di stessi. Per realizzazione di un telaio si usano diversi tipi di materiale, però l'alluminio è il materiale di maggiore utilizzo per i telai dei mezzi di trasporto per telai stampati, estrusi o fusi.

La proprietà che ha spinto l'industria automotive ad impiegare l'alluminio è senza dubbio la densità; il valore che fa segnare alla bilancia ( $2,7 \text{ kg/dm}^3$ ) è pari alla metà di quello del titanio e addirittura un terzo di quello dell'acciaio. La bassa densità quindi permette di mettere in piedi una struttura molto leggera a vantaggio del rendimento su strada in particolar modo in salita, dove la resistenza al peso diventa il nemico numero uno da combattere. Il concetto di rigidità del telaio, ci indica quella proprietà meccanica della struttura che non fa disperdere la forza impressa sui pedali dal ciclista.

Negli ultimi dieci anni, per soddisfare la domanda di telai rigidi, gli sforzi delle aziende del settore si sono concentrati sulla ricerca in questo campo e l'alluminio, pur essendo un materiale elastico rispetto ad acciaio e titanio, ha invaso il mercato del ciclo. L'alluminio, infatti, fa registrare il più basso modulo elastico, con un valore pari ad un terzo di quello dell'acciaio e di due terzi rispetto a quello del titanio. L'alluminio non soffre il problema della ruggine e neanche dell'indebolimento tipico delle zone interessate dalla saldatura. O meglio, la saldatura indebolisce comunque il telaio, ma è possibile ritornare praticamente ai valori di resistenza originali con opportuni trattamenti, che, purtroppo, non possono essere effettuati per l'acciaio.

Mentre l'acciaio e il titanio "non conoscono la fatica" o meglio non possiedono un limite di fatica, l'alluminio è un materiale che purtroppo si "stanca facilmente". Basta, infatti, un carico anche minimo per far "invecchiare" la struttura cristallina dell'alluminio, non esiste come nell'acciaio e nel titanio

un'intensità di carico limite, sotto la quale si può applicare un numero infinito di sollecitazioni senza provocare fratture da fatica.

Conoscere il chilometraggio di un mezzo in alluminio può essere importante per evitare indesiderabili rotture, quindi il consiglio, in caso di acquisto di un telaio usato, è quello di indagare sulle abitudini ciclistiche del possessore precedente.

Il regno incontrastato dell'alluminio, è quello delle biammortizzate, in cui la rigidità del telaio, permette agli elementi elastici anteriori e posteriori di lavorare al meglio; in più, la struttura è soggetta a minor sforzo meccanico.

L'impiego dell'alluminio come materiale strutturale principale può costituire una scelta vantaggiosa. Infatti, l'alluminio è caratterizzato da un buon rapporto leggerezza/rigidità e può condurre alla realizzazione di telai leggeri e, ove opportunamente ideati e progettati, adeguatamente resistenti e rigidi. Gli elementi innovativi del progetto risiedono sia nell'oggetto di studio che nell'approccio integrato di analisi sia nel telaio interamente in alluminio per autoveicoli composto da elementi estrusi ed elementi fusi, con collegamenti incollati.

Una parte del progetto è dedicata proprio al fatto di concepire e dare una risposta se i componenti del telaio realizzati in alluminio (sia fusi che estrusi) possono dare una buona risposta da punto di vista della rigidità e la sicurezza totale sia della macchina che dei passeggeri.

---

## NORME DI SICUREZZA EUROPEE

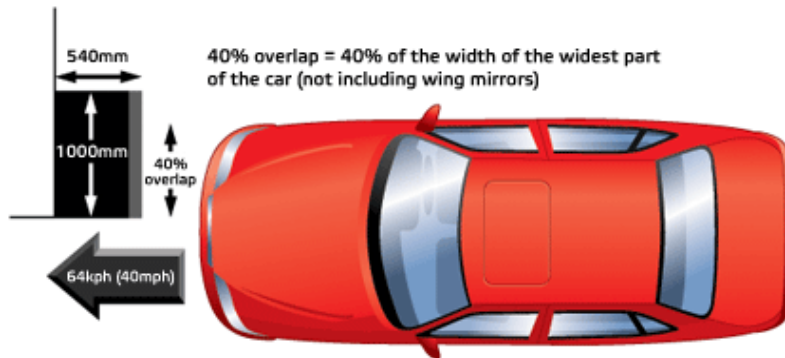
---

Un *crash test* è una forma di test distruttivo di solito eseguito per verificare la sicurezza delle automobili e dei suoi componenti. È solitamente effettuato da ditte private su commissione di enti nazionali o internazionali (ad esempio della Comunità Europea).

Fondata nel 1997 il programma Euro NCAP prevede una valutazione affidabile e comparativa delle performance di sicurezza dei veicoli. Il programma promuove l'industria automobilistica per superare i requisiti minimi di sicurezza previsti dalla normativa. I veicoli sono valutati in tre prove:

- **urto frontale pieno**; quello a cui si pensa subito parlando di crash test. Esso è solitamente un impatto contro un muro di cemento rivestito di una barriera, rigida o deformabile, di alluminio, ad una velocità precisa (64km/h oppure 48km/h), ma può essere anche un test contro un altro veicolo. I veicoli 4WD sono stati spesso esclusi da questi test a causa della loro "altezza". Il test frontale pieno serve a valutare in particolare l'efficienza dei sistemi di sicurezza quali airbag e cinture di sicurezza.
- **urto frontale disassato**; in cui solo una parte dell'anteriore dell'auto impatta contro una barriera o un veicolo. La loro importanza è dovuta al fatto che le forze d'impatto rimangono approssimativamente le stesse di un urto frontale pieno, ma sono assorbite da una parte più piccola dell'auto (circa il 40%).
- **impatto laterale**; queste forme di incidenti hanno un'alta probabilità di fatalità perché le auto non hanno una grande zona di deformazione per assorbire l'impatto prima di ferire un occupante. Solitamente viene lanciato un carrello del peso di circa 950/1000 kg contro il lato conducente di un veicolo fermo. A seconda delle compagnie che effettuano il test, il carrello può impattare perpendicolarmente o a 45°.

- **Rollover** (cappottamento) in cui si testa l'abilità dell'auto (specificamente i montanti che sorreggono il tetto) a sopportare il proprio peso in un impatto dinamico.
- **La prova del palo** è usata per assicurarsi che i guard-rail proteggano gli occupanti del veicolo e per controllare che i guard-rail stessi, i pali della segnaletica, i pali della luce e simili accessori non procurino eccessivi danni agli occupanti.
- **Il Test del pedone**, è stato effettuato da alcune case automobilistiche per proteggere i pedoni in caso di un eventuale investimento. Gli standard di sicurezza sono la prevenzione della frattura al femore e la protezione della testa da lesioni gravi.



Ogni test è molto costoso per cui devono essere estratti il maggior numero di dati da ognuno di essi. Solitamente questo richiede l'uso di strumenti per acquisire dati ad alta velocità, almeno un accelerometro triassiale e un manichino da crash test. In ogni crash test viene attribuito un punteggio al veicolo testato. Il metodo di valutazione varia in base all'organizzazione che esegue il test ma di solito è

espresso in "stelline", da 1 a 5. Per valutare le doti di sicurezza, i veicoli vengono sottoposti a degli incidenti con parametri calcolati. Per questo i veicoli, gli ostacoli e soprattutto i manichini sono dotati di molteplici sensori che registrano e testimoniano il comportamento meccanico del corpo della vettura e le sollecitazioni a sono sottoposti gli occupanti durante il test. La vettura viene sostituita con una nuova ad ogni crash test. I manichini sono di tre tipologie: adulto, bambino, e adulto studiato specificamente per registrare gli urti posteriori.

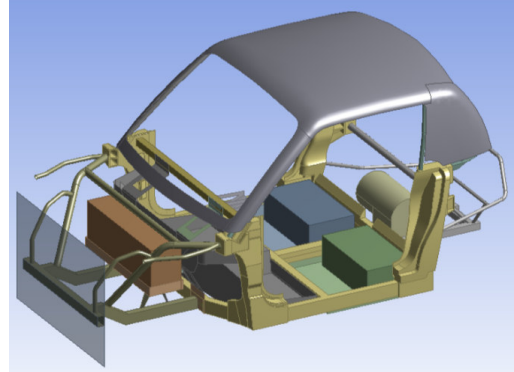
Ogni vettura testata è sottoposta ad un impatto "offset" in un blocco di immobili dotati di un volto deformabile a nido d'ape in alluminio. Tale incidenza è destinata a rappresentare il tipo più frequente d'incidente stradale, che provoca le ferite gravi o mortali. Si può anche simulare una macchina avendo un impatto frontale con un'altra vettura di massa simile. Poiché la maggior parte va in crash frontale coinvolgono solo una parte del frontale della vettura, il test viene compensato per riprodurre un impatto metà larghezza tra le vetture. Nel test, questo viene replicato da avere il 40% delle auto impatto della barriera. Il volto barriera deformabile per rappresentare la natura deformabile delle vetture. Questo test è una dura prova la capacità della vettura di sopravvivere senza dover subire l'impatto di intrusione abitacolo. Le prove di urto frontale sono effettuate a 60 km/h contro un ostacolo deformabile oppure con 48km/h contro un ostacolo non deformabile. L'ostacolo ha una misura di 1 metro di larghezza per 540 cm di profondità. Nel urto disassato, solo una parte di esso è in sovrapposizione con la vettura al momento dell'impatto, tale percentuale viene calcolata sul 40% della larghezza della parte più ampia dell'automobile, quindi l'impatto non viene assorbito in modo omogeneo dal frontale del corpo della vettura. Questo sistema è risultato il metodo maggiormente efficace per verificare il comportamento della sicurezza passiva del veicolo e le capacità strutturali del corpo vettura stesso. Se si prendono in considerazione tutti i parametri sopra citati, per realizzare tutte le prove sperimentali o almeno solo quelle più importanti da punto di vista di sicurezza, servirebbero molte risorse sia umane che economiche. A questo proposito, da punto di vista ingegneristico, alcune volte vengono prima realizzate simulazioni numeriche di cui i risultati



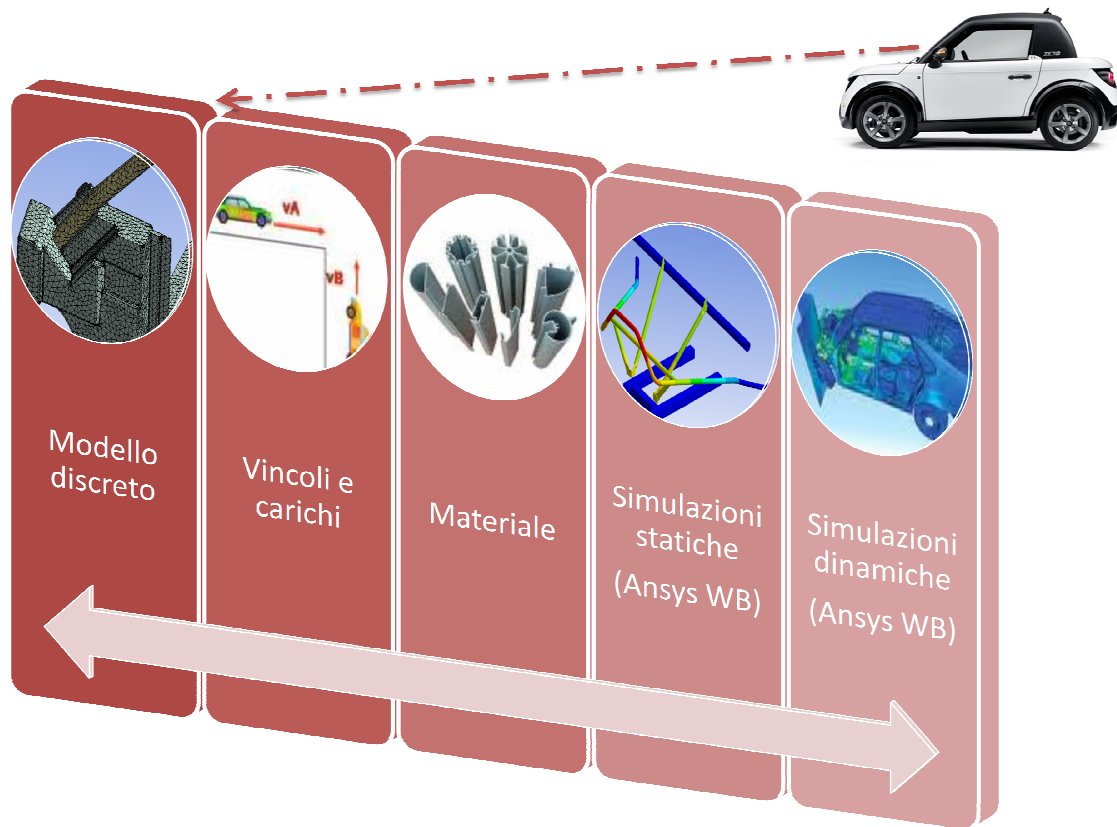
(spostamenti, tensioni massime, accelerazione, energia cinetica, etc.) di solito combaciano con stessi ottenuti dalle prove sperimentali.

### CONDIZIONI DI STUDIO

La macchina elettrica ZERO, date le caratteristiche tecniche che presenta, quali, ad esempio, il peso e la velocità massima, è assimilabile ad un quadriciclo, e, come tale, non soggetta al regolamento EURO NCAP. In particolare, non è previsto per questa tipologia di veicoli un crash.test. Nel progetto, si è comunque deciso di utilizzare la normativa EURO NCAP per studiare il comportamento del telaio in alluminio della macchina elettrica ZERO in impatto frontale pieno e disassato. L'impatto rappresenta il tipo più frequente di incidente stradale, provocando lesioni gravi. In urto frontale, che sarà mostrato tramite le simulazioni numeriche, la vettura colpisce la barriera rigida con la velocità di 48 km/h sia in urto frontale pieno che disassato.



La studio ha previsto i passi logici descritti nello schema seguente:





## COSTRUZIONE DEL MODELLO FEM

---

### *CORREZIONE DELLE GEOMETRIE*

Dal punto di vista strutturale il telaio è caratterizzato da elementi estrusi e trafilati (le membrature principali), elementi fusi (montanti ed alcuni nodi) e giunzioni incollate. Ai fini di una buona modellazione del telaio, occorrerà pertanto disporre, oltre che delle informazioni relative alle caratteristiche meccaniche degli elementi fusi, a cui è dedicata una macrofase specifica, anche di informazioni dettagliate relativamente al comportamento meccanico degli elementi estrusi e trafilati e delle giunzioni incollate.

I componenti fusi sono i nodi della struttura del telaio ed il loro comportamento è cruciale nel determinarne le caratteristiche generali di resistenza. La principale problematica al riguardo è la forte dipendenza di tutte le caratteristiche meccaniche (quali, carico di snervamento, carico di rottura, modulo elastico e allungamento a rottura) dalle condizioni di processo, ovvero dalle particolari modalità di solidificazione che il componente ha subito.

Le caratteristiche meccaniche sono state ottenute tramite una campagna di prove di durezza su opportune sezioni e attraverso la realizzazione di prove di trazione e piegatura nelle zone del getto che consentono l'estrazione di provini normalizzati. I dati ottenuti tramite le prove sperimentali, sono gli stessi usati nelle simulazioni numeriche dei elementi finiti del crash test. In particolare: il modulo elastico, il carico di snervamento, il carico di rottura, l'allungamento percentuale a rottura.

Le attività di simulazione di crash test comincia con la definizione della geometria. Prima attività era di definire dei singoli dettagli delle attività, realizzata nel 2009, ed acquisizione della geometria complessiva, finita nel febbraio di 2010. La geometria acquisita è stata prima divisa nei componenti più e meno importanti da punto di vista delle simulazioni. Visto la complessità della geometria dell'intera macchina elettrica, era stato necessario scegliere con la cura gli elementi da studiare, e in questo modo si è arrivato a una geometria complessiva del telaio della macchina che va studiato. I componenti selezionati sono stati studiate, semplificati ed alcune volte anche realizzati sotto insieme, da punto di vista di correzioni geometrici. Questa "semplificazione" dell' modello è avvenuta sia per le problematiche geometriche sia per la necessità di avere una geometria chiara e non necessariamente complessa per realizzare un modello discreto per le seguenti simulazioni. Praticamente da punto di vista delle "semplificazioni" ogni singolo componente è stato valutato ed analizzato a parte. Una volta ottenuta la geometria numericamente "corretta", stessa è stata importata con formato *.igs* nel software Ansys WorkBench e successivamente nel LS DYNA.

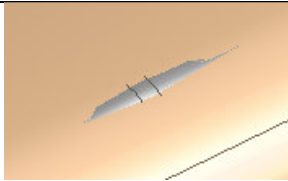
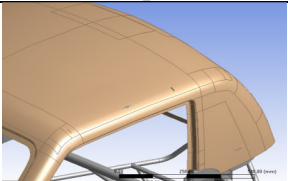
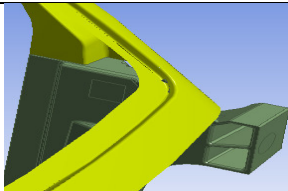
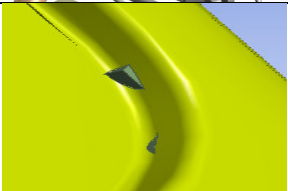
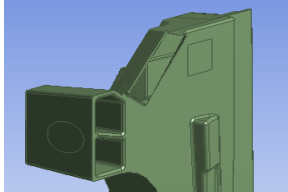
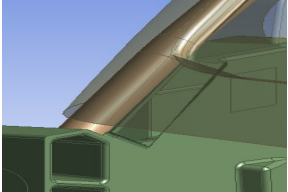
Le attività d'acquisizione della geometria, scelta delle parti da studiare, creazione dei sottoinsiemi, semplificazione della geometria e creazione del modello discreto, sono state realizzare alcune volte parallelamente in modo di sfruttare le tempistiche e verificare subito se il modello semplificato potrà essere usato per creazione del modello discreto e successivamente alle simulazioni.

All'inizio la creazione del modello discreto era stato utilizzato per il semplice fatto di verificare se modello deve essere "meshato" con gli elementi troppo piccoli, oppure si possano usare anche elementi più grandi. Siccome le simulazioni previste nel progetto sono le simulazioni dinamiche, che possono impiegare tanti giorni di calcolo, si è cercato in tutti modi di semplificare la geometria, più possibili, in modo di non avere una mesh troppo fitta, perché i tempi di calcolo in maggior parte

dipendono dalla dimensione della mesh. Ogni componente che dava i problemi di essere meshato con gli elementi più piccoli che 5 mm sono stati esaminati, semplificati e in alcuni casi rimodellati.

Le correzioni geometriche realizzate per ottenere “miglior” modello della macchina elettrica che possa essere meshata in modo ottimale, sono seguite:

- Parti del telaio che sono state acquisite come modelli tridimensionali sono stati ridisegnati come le superfici (necessita per utilizzo dei tipi di elementi finiti nei calcoli seguenti)
- Tutti i dettagli non importanti per la struttura da punto di visto di rigidità e la sicurezza sono stati eliminati.
- Sono state corrette tutte le compenetrazioni.
- Sono stati corretti tutti i “gap” trovati nei punti della saldatura,

<i><b>Aggiustamenti</b></i>	<i><b>Prima</b></i>	<i><b>Dopo</b></i>
Modello del tetto presenta dei problemi di compenetrazione		
Modello del tetto e telaio del tetto presenta dei problemi di compenetrazione		
Il modello del abitacolo presenta delle superfici doppie, mancanti oppure compenetrazioni		

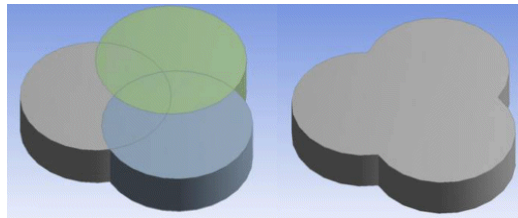
Alcune modifiche della geometria iniziale e i relativi comandi in Ansys WB, sono elencate di seguito:

*Face Delete:* Sono state cancellate più di 30 superfici doppie, e quelle della intersezione e quelle più piccole di 50mm<sup>2</sup>. Usato su: vasca abitacolo, supporto\_vasca\_batterie, cinturati, tetto, telaio tetto.

*Repair Seam:* Questo strumento ha aiutato di correggere le cuciture dal modello. L'applicazione DesignModeler definisce generalmente una cucitura come un insieme di bordi collegati separatamente lungo la loro lunghezza da piccolo spazio. Se tutti i bordi appartengono a una faccia poi questo metodo viene utilizzato per correggere il difetto. In questo approccio, i bordi che formano la linea di giunzione saranno cancellati e gli spazi verranno chiusi estendendo la superficie. Usato su: tetto, cinturati, supporto\_vasca\_batterie, vasca abitacolo.

*Surface Flip:* Inverte l'orientamento della superficie del corpo. Siccome le normali delle superfici durante la modellazione del modello discreto devono essere orientate nello stesso modo, questo comando potrebbe essere molto utile. Ad esempio, una funzione booleana (per es. join) non può

riuscire dovuto perpendicolari opposte superficie, se una operazione Unite è tentato di superficie tra due corpi. Si noti che la normali di tutti i volti in una superficie o un corpo solido deve essere uniforme. Usato su: supporto\_vasca\_batterie, cinturati, tetto e telaio tetto, vasca abitacolo

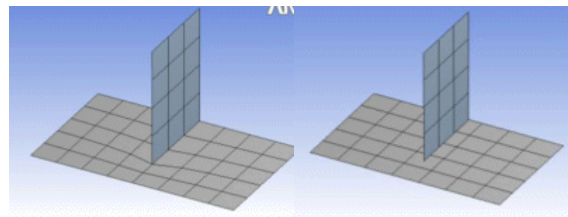


*Joint:* E' uno strumento usato per unire superficie di corpi insieme in modo che le loro regioni di contatto saranno trattati come topologia condivisa quando viene realizzata la mesh in applicazione meccanica. La funzione prende due o più corpi come superficie di input, quindi impronte bordi su tutti i corpi, qualora ne facciano contatto. Applicato su tutti 44 corpi.

*Merge:* La funzione di unione può essere utilizzata per unire una serie di bordi o facce. In generale, unione può essere utile per ridurre la complessità di un modello in preparazione per il meshing. Usato per semplificare la geometria del tetto in maggior parte.

*SurfaceExt:* Era necessario estendere alcune superfici che non erano in contatto con altri corpi. Per esempio: supporto\_vasca\_batterie con telaio anteriore, batteria anteriore con abitacolo.

*Shear Topology:* Si verifica, quando gli corpi sono raggruppati in un assieme. Permette una mesh continua tra le regioni più comuni in cui corpi sono a contatto, invece di dover definire le regioni di contatto per l'applicazione meccanica. Questi organi topologia parti nella regione in cui sono in contatto, così la mesh è continua in tutta la parte. E' spesso, ma non sempre, più desiderabile per l'analisi di avere una mesh continua attraverso le parti che usare il contatto. Applicato su tutta la geometria della macchina.

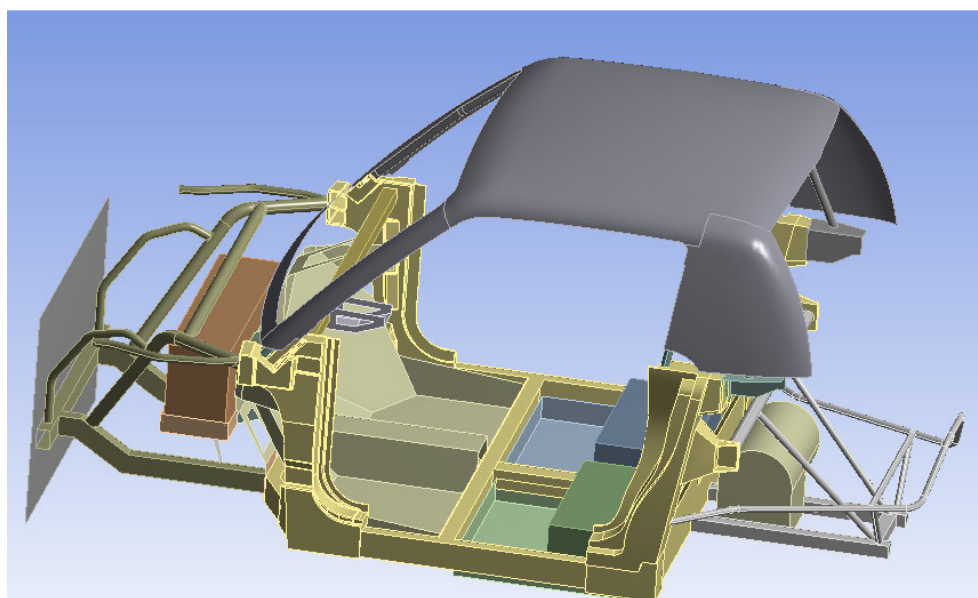


*Boolean Operation:* Questa operazione e' applicabile solo in casi quando le superfici/corpi sono dello stesso materiale, spessore, non si sovrappongono o hanno alte problematiche. In nostro caso la geometria non e' adatta per fare una operazione simile, anche molto utile. In alcuni casi dove era possibile applicare questa operazione si è evitato di definire dopo il contatto tra i elementi della geometria.

*Body operation (Translate, Move):* Applicato sui componenti che non erravano messi in contatto con altri corpi e che dovevano essere traslati e spostati. Per esempio, cinturati e supporti\_vasca\_batterie.

Dopo aver applicato varie volte tutte queste sopra indicate correzioni, è rimasta una difficoltà aggiuntiva nella geometria dell'abitacolo che contiene superfici molto piccole nel pilastro sinistro di AL6060 realizzati in fusione. Risolvere questo problema ha portato ad intervenire sulla intera geometria del abitacolo. Queste problematiche possono essere dovute: al modo di progettazione degli elementi; ai limiti nei formati di trasferimento dei dati. In collaborazione con l'azienda si è deciso di continuare a lavorare sulla creazione del modello discreto e le successive simulazioni senza modifiche sostanziali dei file CAD originali. Di conseguenza, è stato necessario utilizzare una mesh piuttosto fitta in questa zona e lunghi tempi di simulazione.

Di seguito è riportato una immagine del telaio dopo le varie correzioni e una tabella di riepilogo



N	Nominativo	Quantità	Spessore/Dim.	Materiale	Peso
1	Telaio Posteriore	1	2mm	Fe360	9,5kg
2	Telaio Anteriore	1	3mm	AL6060 estrusi	6,6kg
3	Abitacolo	1	3,5mm	AL6060 fusi/estrusi	44kg
4	Traverso piantone	1	2mm	Fe360	4kg
5	Motore	1	-	Alluminio e acciaio	72kg
6	Batterie anteriore	1	728x276x183mm	-	55kg
7	Batterie posteriore	2	515x276x183mm	-	38,5kg
8	Telaio tetto	1	1,2mm	Fe360	3kg
9	Vasca posteriore	2	2mm	AL6060 estrusi	1kg
10	Vasca abitacolo	1	3,5mm	Vetroresina	12kg
11	Vasca anteriore	1	1,2mm	INOX	2,2kg
12	Cinturati	1	1,5mm	Fe360	1kg

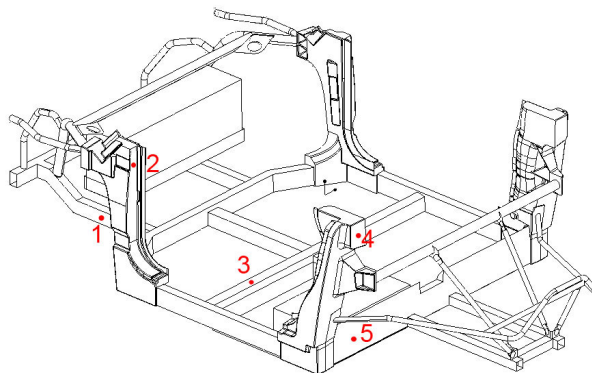
13	Supporto vasca	2	3mm	Fe360	0,4kg
14	Supporto vasca ant.	2	3mm	Fe360	0,4kg
15	Tetto	1	2,5mm	Vetroresina	9kg

E' importante notare, che nell'attività delle simulazioni di crash test, in accordo con l'azienda, è stato usato solo il telaio della macchina, mentre la carrozzeria, ruote ed altri componenti non sono stati considerati o sostituiti con le masse concentrate. Inoltre, questa relazione non tiene conto dei problemi di modellazione dei giunti saldati e incollati, solo parzialmente affrontato.

Per il discorso delle masse concentrate, insieme con l'azienda, è stata analizzata la distribuzione dei pesi delle masse concentrate sull'intero assieme del telaio sino ad arrivare al peso totale dell'intera vettura di 690 kg. Nella tabella si riportano i carichi che sono stati applicati in ogni punto numerato.

Dopo aver valutato è stato considerato il peso dei gruppi ruota (punti 1 e 5), degli sportelli (punto 2), del gruppo baule posteriore (con vasca, cofano e parafanghi; punto 4) e dei passeggeri (punto 3) comprendendo oltre al peso degli ipotetici passeggeri anche quello relativo ai sedili, ai loro pianali e il peso aggiuntivo per i particolari degli allestimenti interni (quindi 40 kg di "passeggero" più altri 40). I cinque punti indicati sono sulla parte sinistra del telaio, ovviamente sono stati applicati anche sulla parte destra ottenendo un totale di 10 punti di applicazione.

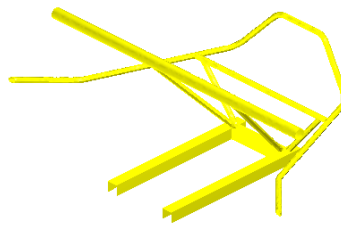
<i>Massa concentrata</i>	<i>Carico</i>
1	40kg
2	40kg
3	80kg
4	20kg
5	30kg



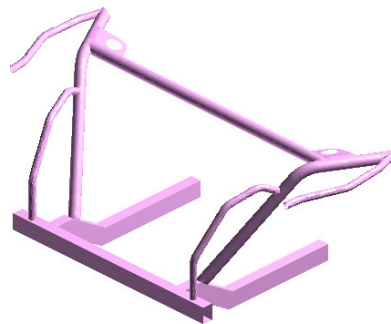
Quindi riassumendo abbiamo 270 kg di peso del assieme di telaio più 420 kg (210 lato sinistro + 210 lato destro di masse concentrate nei punti indicati) di masse concentrate, per un totale di 690 kg come peso in ordine di marcia del veicolo attuale.

Dopo aver applicato tutte queste variazioni, semplificazioni e le masse concentrate è stato possibile per raccogliere l'intera geometria in un assieme di quindici elementi e passare nei prossime parti delle attività previste nel progetto con un modello completo del telaio della macchina. In seguito si possono osservare gli elementi scelti e i loro modelli semplificati insieme con i dettagli di collegamento.

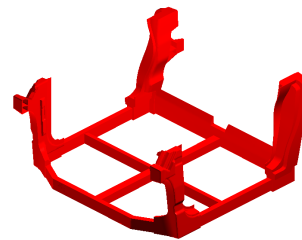
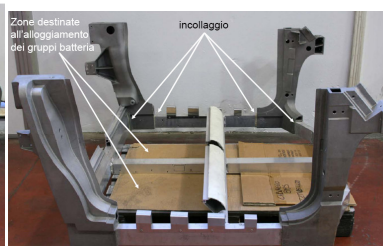
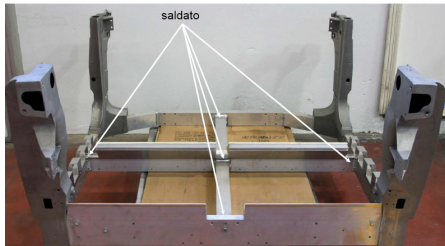
1. Telaio posteriore / Modello del telaio posteriore/ Imbullonata



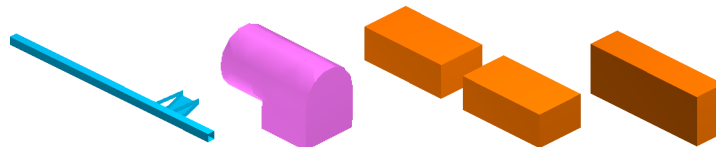
2. Telaio anteriore / Modello del telaio anteriore/ Saldatura



3. Abitacolo/ Modello del abitacolo/ Saldature ed incollaggi



- 4. Modello del traverso piantone
- 5. Modello del motore
- 6. Batterie posteriore
- 7. Batteria anteriore

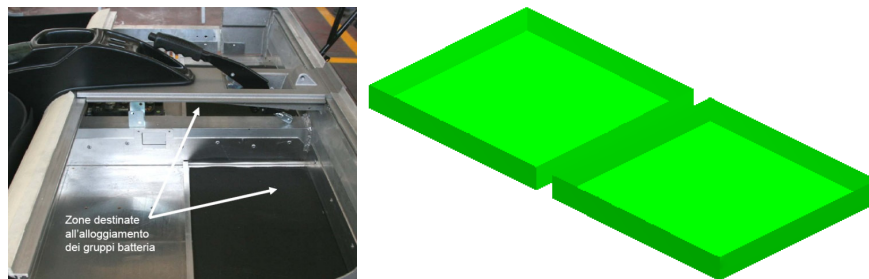




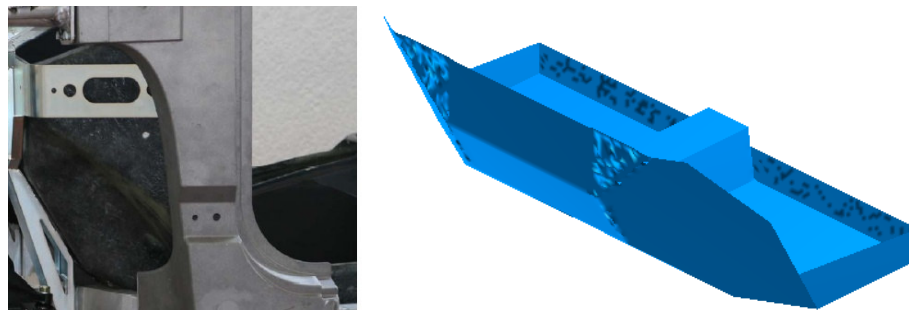
8. Telaio del tetto/ Modello del telaio del tetto/ Saldatura e connessione con le viti



9. Vasca delle batterie posteriori



10. Vasca delle batterie posteriori



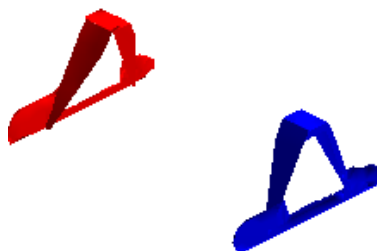
11. Vasca delle batterie posteriori



12. Supporto vasca



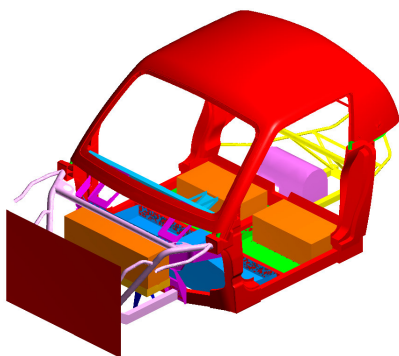
13. Supporto vasca anteriore/ Modello dell' o supporto



13. Tetto/ Modello del tetto



Di seguito si riporta il telaio e il modello della macchina elettrica con la lista dei componenti usati nella simulazione



1	MURO
2	POSTERIORE
3	SURFACE BO...
4	ANTERIORE
5	ABITACOLO
6	VASCA POST...
7	TRAVERSO
8	3D MOTORE
9	3D BATTERIE
11	TUBI TETTO
13	VASCA ABITA...
14	CINTURATI
15	VASCA ANTE...
16	SUPPORTO ...
17	01_Supporto
18	02_supporto
21	SPOTWELD
22	TETTO

### MODELLAZIONE CON ELEMENTI SHELL E BRICK

Il passaggio successivo è stato quello di unire tutte queste informazioni e dati raccolti a formare un modello agli elementi finiti del veicolo. Una volta ottenuto il modello telaio, un file *.igs* viene poi esportato e importato in un pre-processore (sia in caso di utilizzo di Ansys sia per LS-Dyna) per la generazione di mesh, ossia creazione del modello discreto.

Per il modello del telaio, non è stato possibile usare una dimensione degli elementi finiti uniforme, a causa della geometria complessa dell'abitacolo. La dimensione degli vari elementi, sia shell che solidi, sono stati scelti in base alla geometria.

La mesh degli elementi finiti per ciascuna parte è stata costruita dai dati della superficie oppure dal modello tridimensionale, in caso delle batterie e motore. Ogni singolo componente ha una mesh continua con una unica proprietà di spessore e materiale.

Il tipo e la dimensione della mesh varia da modello a modello: da elementi bidimensionali fino a elementi tridimensionali con le dimensioni da 10mm a 50mm. La *Tabella 6.1.1* fornisce una breve panoramica dei dati degli elementi finiti usati, loro dimensioni e quantità per ogni singola parte del telaio. Il modello completo contiene 15 tipologie di elementi finiti, 8 materiali, 267582 elementi, e 169214 nodi.

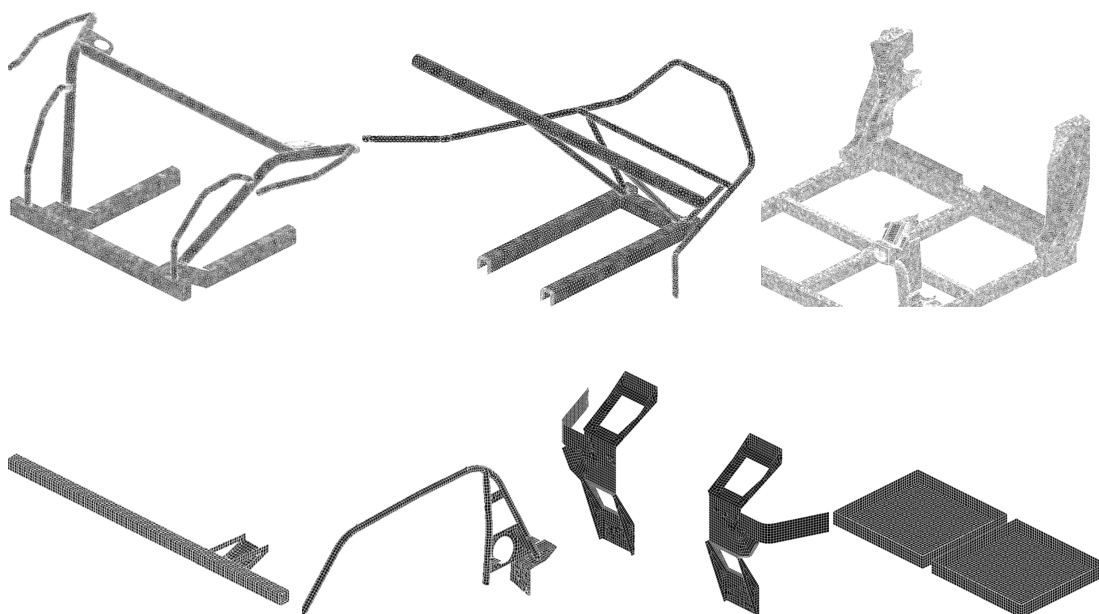
Come descritto in precedenza, la maggior parte del modello è composto da elementi shell. L'elemento usato è il elemento Belytschko-Tsay (BDT) standard: un quadrilatero a quattro nodi con un singolo punto di integrazione gaussiana al centro. Il gran numero di elementi e la complessità delle interconnessioni limita lo sviluppo di hourglassing in una certa misura. Quando si verifica, tuttavia, si manifesta in ambiente dinamico come una oscillazione smorzata all'interno di gruppi di nodi. I fornitori del codice indicano che l'energia assorbita da questo smorzamento artificiale dovrebbe non superare 5% della energia totale di crash. Monitorando il termine "hurglass energy" possiamo ottenere buon controllo di qualità della simulazione dinamica.

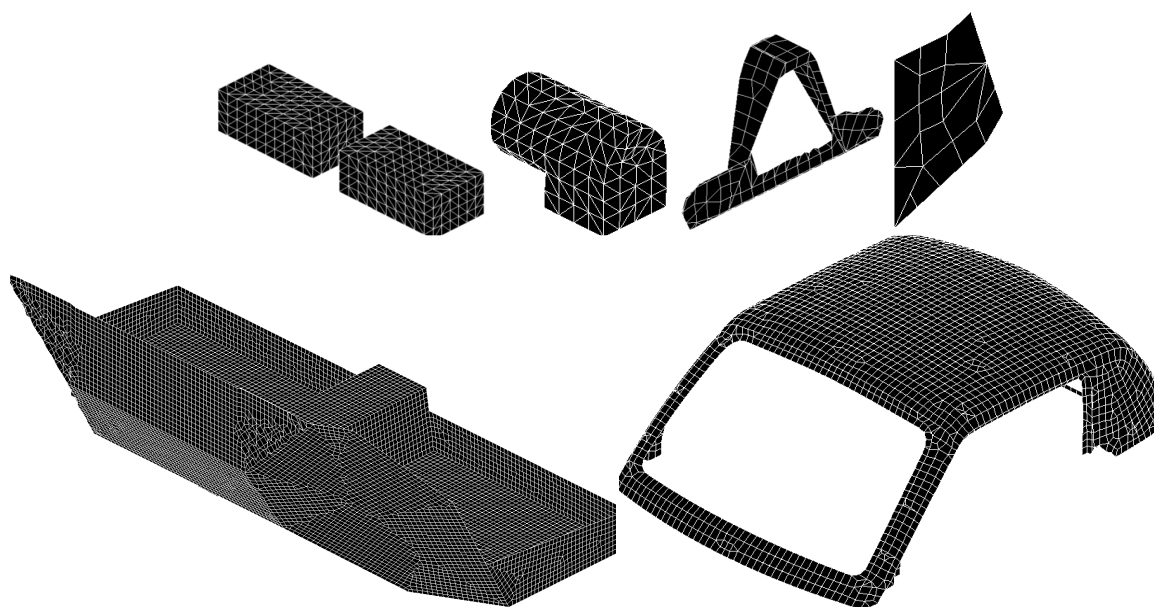
#### Informazioni degli elementi finiti applicati nella simulazione

Nominativo	Tipo di mesh	Dimensione di EF	N. di elementi
<b>Telaio Posteriore</b>	<b>shell</b>	<b>15mm</b>	<b>16866</b>
<b>Telaio Anteriore</b>	<b>shell</b>	<b>15mm</b>	<b>27489</b>
<b>Abitacolo</b>	<b>shell</b>	<b>15mm</b>	<b>118987</b>
<b>Traverso piantone</b>	<b>shell</b>	<b>10mm</b>	<b>2257</b>
<b>Motore</b>	<b>3D-solido</b>	<b>50mm</b>	<b>1043</b>
<b>Batteria anteriore</b>	<b>3D-solido</b>	<b>50mm</b>	<b>6358</b>
<b>Batterie posteriori</b>	<b>3D-solido</b>	<b>50mm</b>	

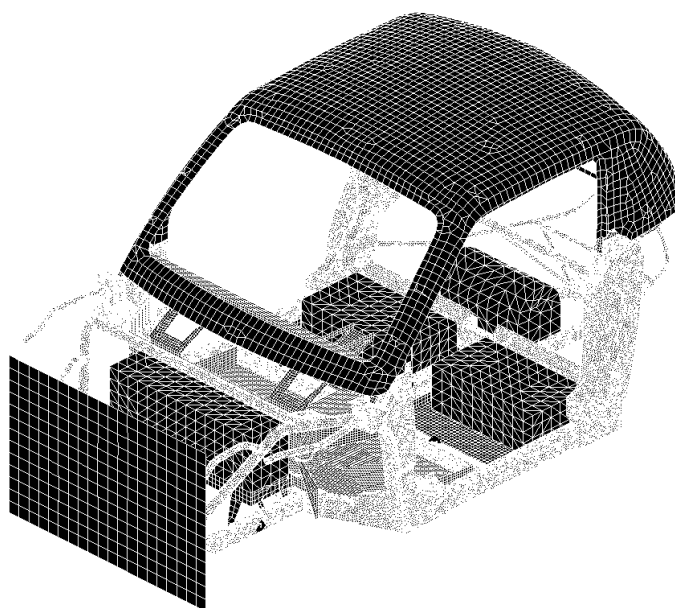
<b>Telaio tetto</b>	<b>shell</b>	<b>20mm</b>	<b>4866</b>
<b>Vasca posteriore</b>	<b>shell</b>	<b>20mm</b>	<b>4600</b>
<b>Vasca abitacolo</b>	<b>shell</b>	<b>20mm</b>	<b>3325</b>
<b>Vasca anteriore</b>	<b>shell</b>	<b>20mm</b>	<b>652</b>
<b>Cinturati</b>	<b>shell</b>	<b>20mm</b>	<b>3325</b>
<b>Supporto vasca</b>	<b>shell</b>	<b>10mm</b>	<b>39</b>
<b>Supporto vasca ant.</b>	<b>shell</b>	<b>10mm</b>	<b>390</b>
<b>Tetto</b>	<b>shell</b>	<b>25mm</b>	<b>2579</b>
<b>Muro</b>	<b>shell</b>	<b>50mm</b>	<b>260</b>
<b>TOTALE</b>		<b>SHELL</b>	<b>SOLIDI</b>
		<b>185635</b>	<b>7401</b>

Di seguito si riportano i componenti discretizzati:





e la discretizzazione dell'intero telaio



## CARATTERISTICHE MECCANICHE DEI MATERIALI

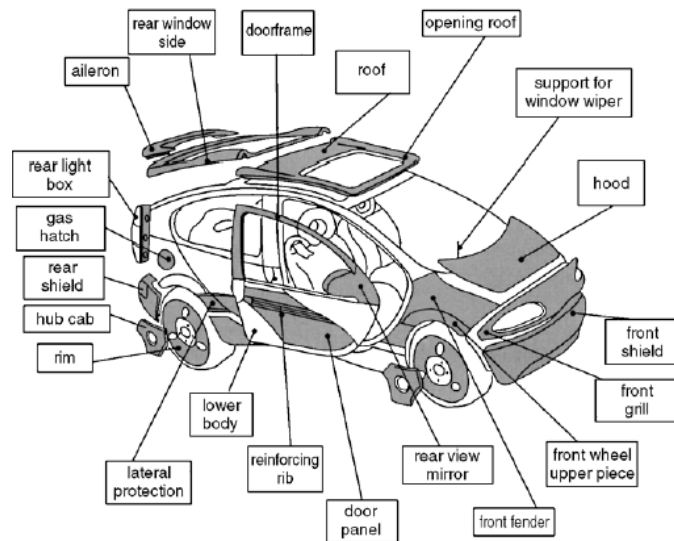
Dopo aver creato la geometria, adatta per le simulazioni numeriche, ossia pronta per realizzazione di un modello agli elementi finiti – modello discreto, si può procedere con il passo successivo, ossia la definizione dei materiali. Sono stati utilizzati otto materiali con diverse proprietà meccaniche e due diversi modelli di comportamento. Tutte le caratteristiche meccaniche sono state riportate nella tabella sopra indicata. Per i componenti realizzati in lega di alluminio i dati medi, vengono dalle prove sperimentali realizzate presso il laboratorio MATMEC, della Università di Bologna. Come descritto nelle pagine precedenti, maggior parte dei componenti del telaio sono stati realizzati in lega di alluminio AL6060. In caso di motore e batterie si è tenuta in conto l'applicazione del peso proprio, e in tal caso è stata calcolata la densità in modo da ottenere i pesi reali del motore e le batterie.

### ALLUMINIO AL6060

Le leghe di alluminio si distinguono come materiale interessante per la costruzione: di circa un terzo più leggere dell'acciaio, ma dotate di resistenza paragonabile al rapporto di peso come l'acciaio. L'alluminio è anche superiore per resistenza alla corrosione e riciclabilità rispetto all'acciaio. La lega alluminio-magnesio-silicio, AL606, d'impiego generale, è caratterizzata da ottima estrudibilità, che consente la realizzazione di sezioni anche di notevole complessità e con pareti sottili. E' utilizzata sotto forma di tubi, tondi, piatti e profili a disegno. E' disponibile dal pronto nello stato T6; altri stati sono forniti su richiesta di solito.

### VETRORESINA

La vetroresina è stata applicata nella realizzazione del tetto ed vasca abitacolo. Come già detto, i dati dei materiali sono stati riportati dalla letteratura e in caso di vetroresina si è deciso di usare vetroresina MACROLON AG2677. Macrolon ha la media viscosità, stabilizzato ai raggi UV, rilascio facile del stampaggio ad iniezione- temperatura del fuso 280-310°C, disponibile nei colori trasparenti solo per il vetro e altri colori per il tetto delle vetture automobilistiche. Le proprietà caratteristiche sono state prese dal CAMPUS (banca dati dei materiali plastici) basata sul catalogo internazionale dei data base per le plastiche ISO 10350. Nella figura sotto si può notare la ampia applicazione di questo tipo di materiali compositi in una autovettura.



### CALCESTRUZZO

In accordo con l'azienda e come sopra descritto, è stata scelta la barriera di tipo rigida. Applicando il modello del materiale rigido, sia in Ansys che in LS Dyna, non è necessario avere la proprietà del



materiale rigido. Ma, siccome tra il muro e il telaio della macchina esiste il contatto, il che implica definizione della densità, modulo di elasticità e coefficiente di Poison. Per questo motivo per il materiale rigido della barriera sono state usate le proprietà del calcestruzzo. Successivamente si parlerà dei modelli di materiale rigido.

### *INCOLLAGGI E SALDATURE*

I giunti tra le membrature estruse e fuse sono state realizzati per incollaggio. Nell'ambito del progetto è stata eseguita una estesa campagna sperimentale per la valutazione delle prestazioni meccaniche degli incollaggi, come descritto nell'altra parte del report.

Altro tipo di collegamenti utilizzato per la realizzazione del telaio è la saldatura. Questa si può trovare sia nella giunzione degli elementi estrusi sia come collegamento tra i singoli componenti del telaio anteriore e telaio posteriore. Per poter studiare la saldatura in ambito degli elementi finiti, si dovrebbero conoscere le proprietà specifiche della saldatura, come ZTA la zona termicamente alterata. In verità, le zone di saldatura devono essere modellate con gli elementi solidi che hanno proprietà del materiale necessario, e l'effetto della zona termicamente alterata (ZTA) circondano una saldatura dovrebbero essere prese in considerazione. Anche se buona correlazione è ottenuta in alcuni studi tra sperimentali e risultati ad elementi finiti, i dettagli delle dimensioni delle zone saldate o le proprietà dei materiali applicati i cordoni di saldatura e ZTA non sono stati forniti dall'Azienda. Considerando le problematiche sopra citate, per la zona della saldatura non predisposta una modellazione specifica differente da quella impiegata per le altre zone del telaio. Uno studio di fattibilità della applicazione di elementi finiti speciali per la modellazione delle zone saldate è stato realizzato su una porzione limitata del telaio e mostrato al personale tecnico dell'Azienda in un incontro intermedio.

---

## MODELLI APPLICATI NELLE SIMULAZIONI

---

### *MODELLO RIGIDO*

Sia in Ansys WB che in LS-Dyna, per la barriera rigida è stato usato modello di materiale rigido. Siccome si tratta di un materiale rigido, tutti i due software prevedono la restrizione dei gradi di libertà nei nodi della geometria del muro. Questi vincoli prevedono che tutte le traslazioni e le rotazioni in tutte tre direzioni, x, y e z, siano fisse. In Ansys non esiste un modello di materiale rigido ed è stato necessario scegliere come tipo di materiale il calcestruzzo e, dopo nella parte meccanica, definire gradi di libertà dei nodi della barriera. LS Dyna prevede, invece, la possibilità di usare i modelli già pronti nel data base, come quello di \*MAT\_002\_ RIGID.

### *MODELLO ELASTO-PLASTICO INCRUDENTE*

Per tutti i componenti del telaio della macchina elettrica è stato usato il modello elasto-plastico bilineare con incrudimento. In Ansys WB questo modello di materiale si può trovare nel data base Engineering Data, scegliendo General Non Linear Materials, mentre in LS DYNA il modello usato è \*MAT\_003 PLASTIC KINEMATIC\_TITLE.



*Caratteristiche dei materiali impiegati*

Materiale	densità (g/mm <sup>3</sup> )	E (MPa)	σsnerv (MPa)	Et (MPa)	ν	σrottura (MPa)	ε (%)
Fe360	7,85e <sup>-3</sup>	2e <sup>5</sup>	230	360	0,3	360	
AL6060 estrusi	2,77e <sup>-3</sup>	10e <sup>4</sup>	200	385	0,33	220	13
AL6060 fusi	2,77e <sup>-3</sup>	7e <sup>4</sup>	167	385	0,33	220	5
INOX	7,75e <sup>-3</sup>	1,93e <sup>5</sup>	210	520	0,3	-	
Vetroresina	1,2e <sup>-3</sup>	2,4e <sup>3</sup>	67	-	0,37	-	
Motore	4e <sup>-3</sup>	2e <sup>3</sup>	230	-	0,3	-	
Batterie	1,49e <sup>-3</sup>	2e <sup>5</sup>	230	-	0,3	-	
Cemento	2,3e <sup>-3</sup>	3e <sup>5</sup>	-	-	0,18	-	

*PASSO TEMPORALE E CONTATTI*

Il passo temporale di una analisi esplicita agli elementi finiti è determinato come il passo temporale minimo stabile in ogni elemento deformabile della mesh. In generale, la condizione di Courant-Friedrichs-Lewy (CFL), fornisce

$$\Delta t \leq \frac{l}{c},$$

dove  $l$  è la lunghezza caratteristica dell'elemento finito e  $c$  è la velocità dell'onda acustica nel materiale. Fisicamente, questo richiede che il passo temporale numerico sia inferiore al tempo necessario affinché l'onda fisica attraversa l'elemento.

Uno degli aspetti più importanti della modellazione del veicolo è il modo di collegare tutti i componenti. E' importante esaminare il veicolo, e identificare il tipo più comune di connessioni. Per il veicoli passeggeri, come il Zero, punti di saldatura sono il più dominante di tutti i tipi di connessioni. E' molto importante acquisire la posizione di questi punti di saldatura con la massima precisione possibile.

Nelle simulazioni dinamiche degli elementi finiti, soprattutto quando viene utilizzato per la modellazione crash, deformazioni sono molto più grandi di quelli tipicamente osservati in analisi statica. Bisogna ora descrivere il contatto inter modale tra i singolo componenti e anche il contatto quando un componente durante il crash va in contatto con sé stesso. Purtroppo le problematiche di questo tipo non era possibile risolvere in Ansys, mentre LS-DYNA è ben attrezzato per gestire il problema di contatto.

I contatti utilizzati nella simulazione di crash test sono

*CONTACT\_AUTOMATIC\_NODES\_TO\_SURFACE*: che ci permette di controllare il contatto tra telaio e la barriera, in modo di non permettere le compenetrazioni. In questo contatto è stato anche definito il coefficiente d'attrito con un valore di 0.4.

*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE* è un altro tipo di contatto utilizzato per la simulazione; ha il ruolo di controllare le compenetrazioni tra i componenti del telaio durante la prova d'impatto.

Dato che durante l'impatto la struttura subisce alte deformazioni, si presenta un effetto di "accartocciamento" dei componenti, che può essere controllato agendo su questo tipo di contatti nel modo seguente:

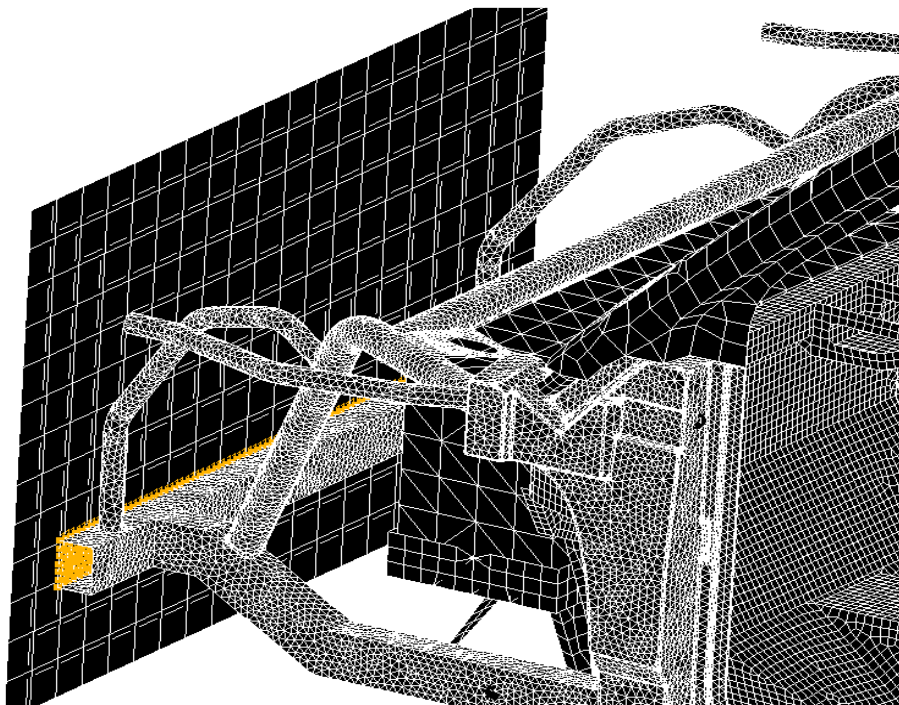
*CONTACT\_AUTOMATIC\_NODES\_TO\_SURFACE*

Master-1-SEGMENT SET ID / Slave- 4- NODE SET ID FOR NODE TO SURFACE CONTACT

*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE*

Master-0 / Slave- 5 (INCLUDE ALL FOR SINGLE SURFACE)

Nell'immagine sono evidenziati i contatti realizzati tra muro e telaio per un crash test



## ANALISI IMPLICITA (ANSYS WORKBENCH)

La gran parte dei dimensionamenti strutturali, sia in campo meccanico che in altri settori dell'ingegneria, vengono ricondotti a calcoli di tipo statico, almeno in fase di validazione preliminare, ossia calcoli strutturali della condizione di equilibrio stazionario tra carichi esterni (forze, pressioni, temperature, campi di accelerazione uniforme, etc.) e lo stato di deformazione del sistema in esame. L'analisi statica lineare rappresenta tipicamente il primo gradino nella scala di complicazione di una attività di simulazione agli elementi finiti. Spesso però accade che per comprendere a fondo il comportamento di un sistema meccanico fisico, e quindi per poterne gestire le modalità di failure e ottimizzare la progettazione, sia necessario tenere in conto di fenomeni, come in contatto tra le parti, la plasticizzazione, il post-buckling, che per essere trattati richiedono l'abbandono dell'ipotesi di linearità e un passaggio alle simulazioni dinamiche.

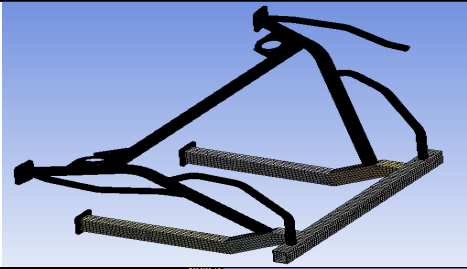
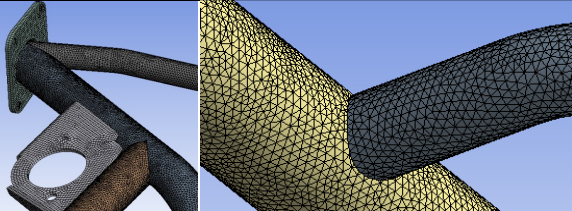
Particolare attenzione è stata posta alle configurazioni di vincolo e di carico al quale sottoporre il modello. I vincoli in questo caso sono quelli della barriera rigida e come carico in questa prima fase è stata applicata la forza media d'impatto. Queste prime simulazioni, come sopra descritto, sono state di grande aiuto a capire la risposta della struttura discreta, verificare la qualità della mesh e la possibilità della sostituzione dei alcuni elementi finiti con le dimensioni minori con quelle maggiori. Queste dovranno essere infatti elaborate in modo da riprodurre quanto più fedelmente le condizioni imposte in esercizio, sia in marcia ordinaria che in caso di urto. L'analisi strutturale del telaio in regime statico è stata finalizzata prevalentemente alla validazione della concezione strutturale nel suo complesso.

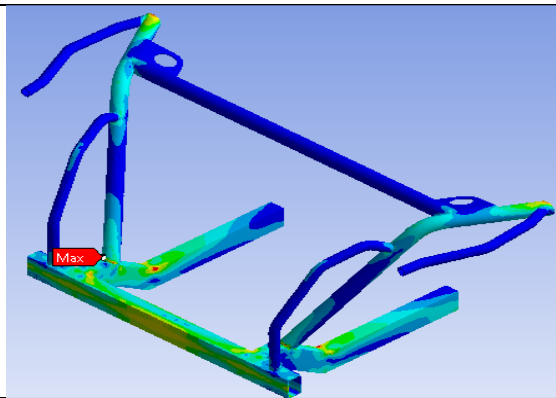
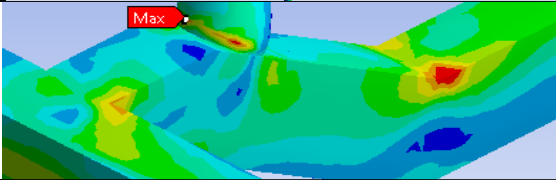
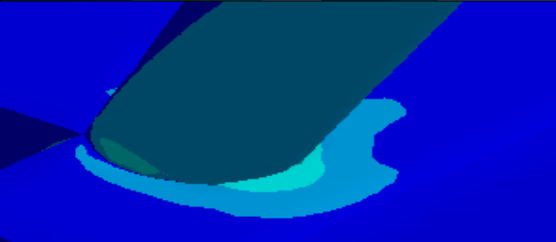
Da punto di vista di simulazioni statiche esse sono state realizzate per sotto assieme e per la intera struttura. Queste simulazioni, a parte le scorrettezze del modello, possibilità di miglioramento della mesh, hanno pure indicato le zone più sollecitate nel modello.

La forza media d'impatto applicata nelle simulazioni statica è stata calcolata a base della masse del telaio, velocità d'impatto e il tempo d'impatto.

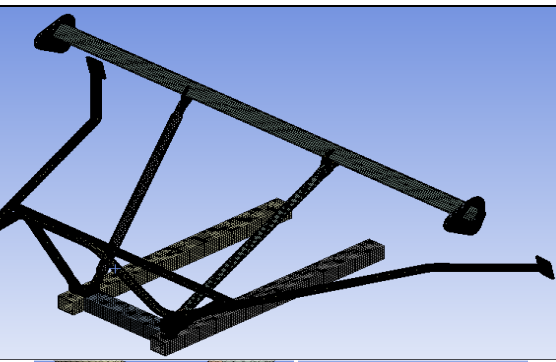
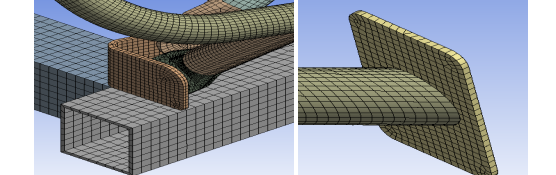
$$F=mV/\Delta t ; F=112\text{kN}$$

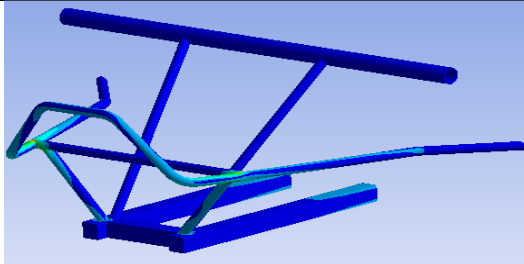
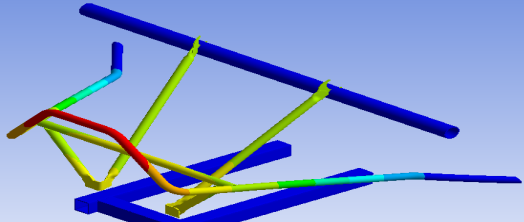
### TELAIO ANTERIORE

	<p>Elementi Finiti usati:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Elementi 3D; Hexa Dominant 3-5-10mm</li> <li>- Elementi 3D; Hexa Dominant 2,5mm</li> <li>- Shell; Triangoli 2,5mm- 10mm</li> </ul> <p>Numero dei elementi: 793994 Numero dei nodi: 1468064</p>
	<p>Alcuni dettagli della mesh del telaio anteriore</p>

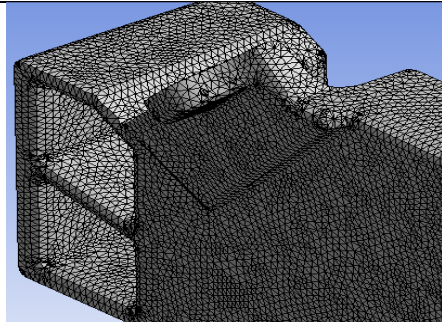
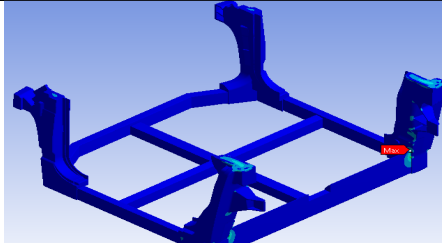
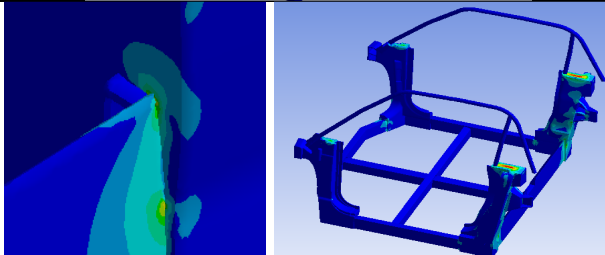
	<p>Distribuzione della tensione di Von Mises</p> <p>Telaio anteriore: Tensione Von Mises: ...MPa Lo spostamento totale: ...mm</p> <p>Tensione Massima di Von Mises, dopo aver applicato la forza media d'impatto. La zona della concentrazione delle tensioni massime è nella zona della discontinuità geometrica</p>
	<p>Il dettaglio della zona delle tensioni massima. La zona della discontinuità geometrica, coincide con le zone di saldatura.</p>
	<p>Il dettaglio della zona delle tensioni massima. La zona della discontinuità geometrica, coincide con le zone di saldatura.</p>

### TELAIO POSTERIORE

	<p>Alcuni dettagli della mesh del telaio anteriore</p> <p>Elementi Finiti usati:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Elementi 3D; Hexa Dominant 5mm</li> <li>- Elementi 3D; Hexa Dominant 2,5mm</li> <li>- Shell; Triangoli 2,5mm</li> </ul> <p>N.dei elementi: 99148 N.dei nodi: 441080</p>
	<p>Alcuni dettagli della mesh del telaio posteriore</p>

	<p><i>Distribuzione della tensione di Von Mises</i>  Telaio posteriore:  Tensione Von Mises ...MPa  Questa simulazione dimostra le prime problematiche della geometria del telaio posteriore. Dopo aver effettuato queste prime simulazioni statiche, era possibile identificare tutte le problematiche geometriche di tipo contatti e collegamenti.</p>
	<p>Spostamenti del telaio posteriore</p>

### ABITACOLO

	<p>Alcuni dettagli della mesh dell'abitacolo</p> <p>Elementi Finiti usati:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Elementi 3D; Hexa Dominant 5mm</li> <li>- Elementi 3D; Hexa Dominant 2,5mm</li> <li>- Shell; Triangoli 2,5mm</li> </ul> <p>Numero dei nodi: 441080  Numero degli elementi: 99148</p>
	<p><i>Distribuzione della tensione di Von Mises</i></p> <p>Abitacolo:  Tensione Von Mises massima 125MPa  Lo spostamento totale 10mm</p>
	<p>Tensione Massima di Von Mises, dopo aver applicato la forza media d'impatto. La zona della concentrazione delle tensioni massime è nella zona della discontinuità geometrica. Queste zone coincidono con il punti d'incollaggio.  Le simulazioni effettuate in un assieme di abitacolo e il telaio di tetto</p>

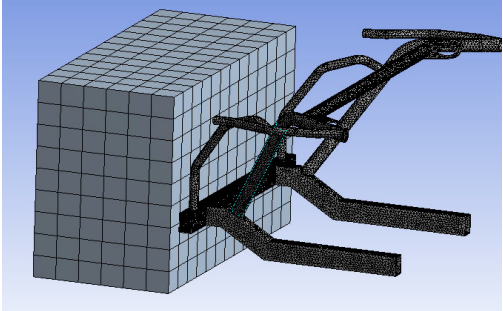
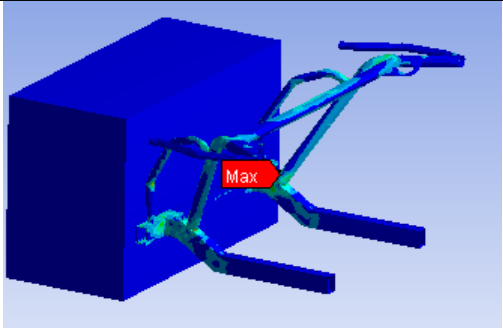
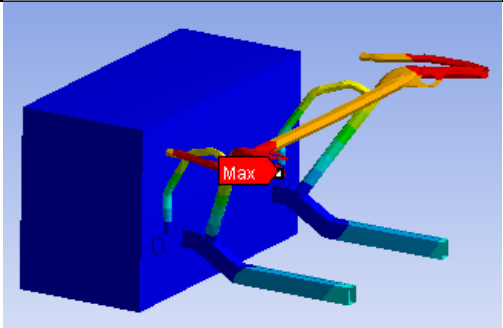
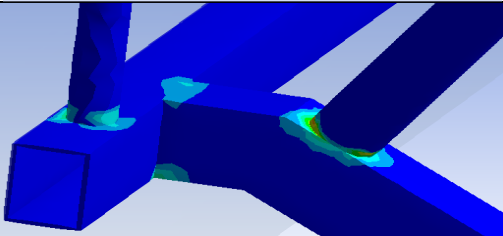
### ANALISI DINAMICA D'IMPATTO

Alcune analisi dinamiche preliminari sono state effettuate con il software ANSYS WB.

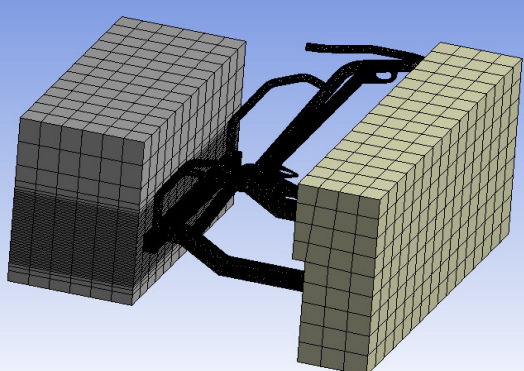
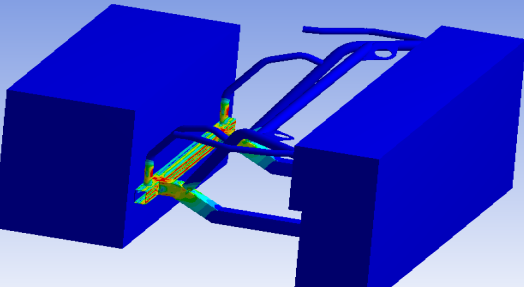
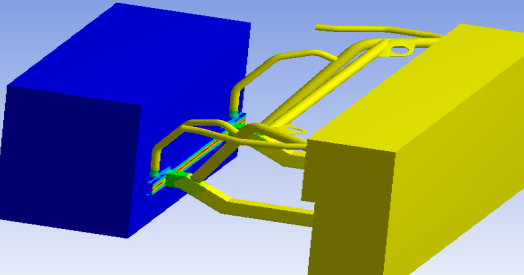
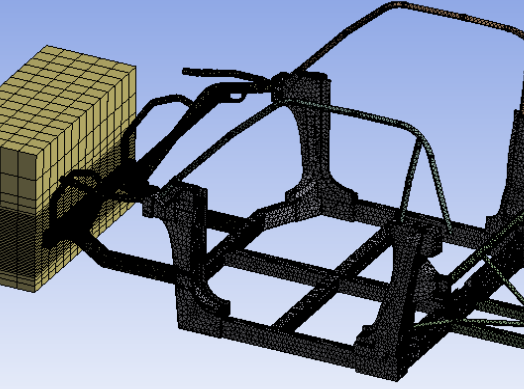
L'unico vincolo è la superficie dietro il muro. Carico applicato in caso di urto frontale e' stato  $V=48\text{km/h}$ . Sono state accoppiate le varie parti del modello:

- telaio anteriore/ abitacolo
- abitacolo/ telaio posteriore
- abitacolo/ tubi del tetto e tetto

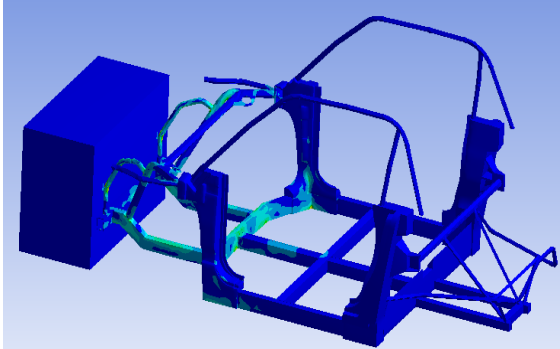
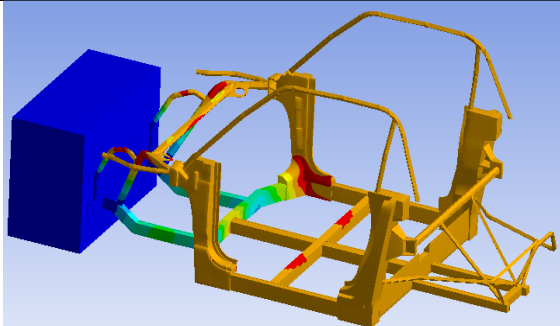
Contatto unilaterale tra modello della macchina e muro

	<p>Mesh del telaio anteriore e il muro rigido realizzato in Ansys WB              Mesh Automatica/ shell e solidi              Dimensione degli EF 10mm telaio              Numero dei nodi 17 312              Numero dei elementi 27 841              Vincolo fisso del muro              Velocità=48km/h</p>
	<p>Distribuzione della tensione di Von Mises</p> <p>Tensione Massima di Von Mises del telaio anteriore. Le zone critiche come in casi precedenti sono nelle zone delle discontinuità geometriche.</p> <p>Tensione di Von Mises .... MPa              Deformazione plastica e di valore di ....%</p>
	<p>Massimi spostamenti sono di valori di ...mm</p>
	<p>Zone critiche del telaio anteriore</p>



	<p>All'inizio si è pensato di non usare intero veicolo e invece di usare telaio anteriore come il componente più importante e tutte gli altri elementi sostituire con le masse o le masse concentrate. Mesh del telaio anteriore e il cubo che rappresenta la massa del resto del telaio, realizzata in Ansys WB Mesh Automatica / shell; dimensione degli EF: 10mm e 5mm in contatto</p> <p>Numero dei nodi 64995 Numero dei elementi 85428</p>
	<p>Distribuzione della tensione di Von Mises</p> <p>Tensione Massima di Von Mises del telaio anteriore. Le zone critiche come in casi precedenti sono nelle zone delle discontinuità geometriche.</p> <p>Tensione di Von Mises ...MPa Deformazioni plastiche ...%</p>
	<p>Spostamento totale ha valore pari a ...mm</p>
	<p>Mesh del telaio studiato</p> <p>Tipo di mesh: Solid-Hexa/ Shell- Trinagoli</p> <p>Dimensione della mesh: 20solido e 10mm telaio e contatti</p> <p>Numero dei nodi: 58003 Numero degli elementi: 86991</p>



	<p>Distribuzione della tensione di Von Mises</p> <p>Tensione di Von Mises massima è pari a ...MPa</p>
	<p>Distribuzione del spostamento</p>

## ANALISI ESPLICITA (LS DYNA)

## PRIME SIMULAZIONI D'IMPATTO

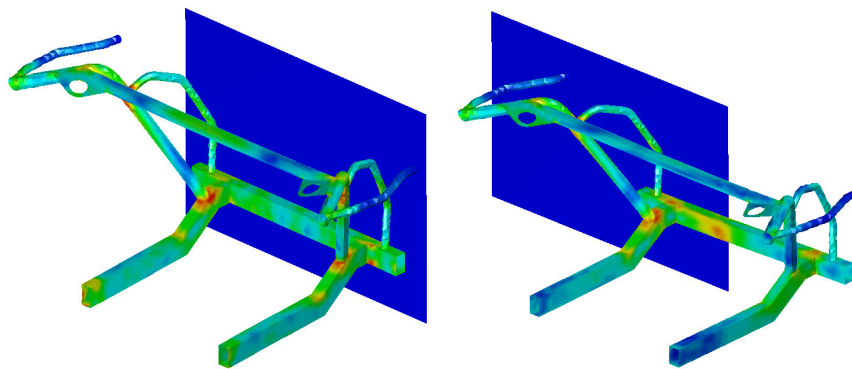
Sono state eseguite varie analisi preliminari in regime dinamico. Queste sono consistite in una analisi di urto, svolta in regime non lineare, finalizzata alla valutazione delle capacità dissipative delle zone critiche, nonché della deformabilità delle stesse in caso d'urto. Segue tabella indica alcune simulazioni preliminari effettuate prima di passare alle simulazioni di crash test di intero telaio della macchina elettrica. Segue un riepilogo delle simulazioni effettuate

N.	Cartella	File	Data	Input file creato in ANSYS	Contatto	t sim.	Endt	Tstep	d3plot	Commenti
1	Rettangolo-muro	LS DYNA Originale da ANSYS	13/10/2010	Geometria: muro e rettangolo sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm Materiali - cemento, AL6060 Velocità-1000mm/ms Mesh-automatica	ANSYS- Surface-Surface Frictional- 0,1 Asimmetria	27s	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,002ms	Simulazione finita. Contatto riuscito. Rettangolo rimbalza e vibra Onda d'urto si propaga
2	Rettangolo-muro	LS DYNA Contact-automatic-node to surface	13/10/2010	Geometria: muro e rettangolo sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm Materiali - cemento, AL6060 Velocità-1000mm/ms Mesh-automatica	LS DYNA- Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE)	7min	5ms	0,1ms	0,05ms	Simulazione finita. Contatto riuscito. Rettangolo rimbalza, vibra e onda d'urto si propaga Scopo di questa simulazione è stat per capire effetto dell' questo tipo di contatto
3	Rettangolo-muro	LS DYNA Contact-automatic-single-surface	13/10/2010	Geometria: muro e rettangolo sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm Materiali - cemento, AL6060 Velocità-1000mm/ms Mesh-automatica	LS DYNA-Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE)	2min	20ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,1ms	Simulazione finita. Contatto riuscito. Rettangolo rimbalza, vibra e onda d'urto si propaga Scopo di questa simulazione è stat per capire effetto dell' questo tipo di contatto
4	Anteriore - muro	LS DYNA	14/10/2010	Geometria: muro e telaio anteriore sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm Materiali - cemento, AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 15mm sul anteriore e shell quadrilatera di 50mm sul muro	LS DYNA- Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE)	2min	20ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2ms	Simulazione finita. Contatto riuscito. Telaio anteriore arriva in contatto, ribalta, comincia a vibrare e l'onda d'urto si propaga in due direzioni. Le tensioni massime si trovano (come nelle simulazioni di ANSYS v/B) esattamente nei posti di discontinuità geometrica, con valore di 268MPa (ANSYS 267MPa). Le tensioni in questo modo passano la tensione di snervamento che per AL6060 è 421MPa però trascurando la discontinuità geometrica si nota che la tensione massima della struttura è verso 180MPa. Inoltre se ci concentriamo sulle zone dove avviene la saldatura si vede una propagazione delle tensioni alta, che dovrebbe essere controllata
5	Anteriore - muro	LS DYNA simmetria	18/10/2010	Geometria: metà del telaio anteriore con il spessore di 3mm Materiali - cemento, AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 15mm sul anteriore	LS DYNA- siccome il modello è simmetrico, ho inserito il vincolo di simmetria nel piano rz sul telaio anteriore (Tj e RjRz) . Per resistere il contatto ho inserito altri vincoli nella superficie posteriore del telaio Tj e RjRz e anche un punto fisso nel spigolo del lato sinistro	2min	20ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2ms	Simulazione finita. Telaio anteriore anche senza il contatto si comporta nello stesso modo come nelle precedente simulazione Le tensioni massime si trovano esattamente nei posti di discontinuità geometrica, con valore di 255MPa.
6	Anteriore cubo	LS DYNA	15/10/2010	Geometria: muro e telaio anteriore sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm e per ottenere peso del resto della macchina abbiamo aggiunto un cubo di 400kg come solido Materiali - cemento, AL6060, acciaio Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e quadrilatera di 50mm sul muro e solido hexa sul cubo di 30mm. Inoltre mesh è stata rifinita nelle zone di contatto tra anteriore e cubo	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE)  tra telaio anteriore e cubo: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE)	38min	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2ms	Simulazione finita. Contatto riuscito. Telaio anteriore arriva in contatto, ribalta, comincia a vibrare e l'onda d'urto si propaga in due direzioni. Le tensioni massime si trovano (come nelle simulazioni di ANSYS v/B) esattamente nei posti di discontinuità geometrica, con valore di 460MPa (ANSYS 267MPa). Le tensioni in questo modo passano la tensione di snervamento che per AL6060 è 421MPa però trascurando la discontinuità geometrica si nota che la tensione massima della struttura è verso 300MPa. Inoltre se ci concentriamo sulle zone dove avviene la saldatura si vede una propagazione delle tensioni alta, che dovrebbe essere controllata. Plastic Strain nelle zone di saldatura sono elevate
7	Anteriore cubo	LS DYNA_1	15/10/2010	Geometria: muro e telaio anteriore sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm e per ottenere peso del resto della macchina abbiamo aggiunto un cubo di 400kg come solido Materiali - cemento, AL6060, acciaio Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e quadrilatera di 50mm sul muro e solido hexa sul cubo di 30mm. Inoltre mesh è stata rifinita nelle zone di contatto tra anteriore e cubo	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE)  tra telaio anteriore e cubo: -I nodi sono in collegamento (merge)	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2ms	Simulazione finita. Contatto riuscito. Telaio anteriore arriva in contatto, ribalta, comincia a vibrare e l'onda d'urto si propaga in due direzioni. Le tensioni massime si trovano (come nelle simulazioni di ANSYS v/B) esattamente nei posti di discontinuità geometrica, con valore di 311MPa (ANSYS 267MPa). Le tensioni in questo modo passano la tensione di snervamento che per AL6060 è 421MPa però trascurando la discontinuità geometrica si nota che la tensione massima della struttura è verso 190MPa. Inoltre se ci concentriamo sulle zone dove avviene la saldatura si vede una propagazione delle tensioni alta, che dovrebbe essere controllata. Plastic Strain nelle zone di saldatura sono elevate
8	Anteriore cubo	LS DYNA_2	15/10/2010	Geometria: muro e telaio anteriore sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm e per ottenere peso del resto della macchina abbiamo aggiunto un cubo di 400kg come solido Materiali - cemento, AL6060, acciaio Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e quadrilatera di 50mm sul muro e solido hexa sul cubo di 30mm. Inoltre mesh è stata rifinita nelle zone di contatto tra anteriore e cubo	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE)  tra telaio anteriore e cubo: -Spotweld	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2ms	non sono riuscita a creare il collegamento di spotweld

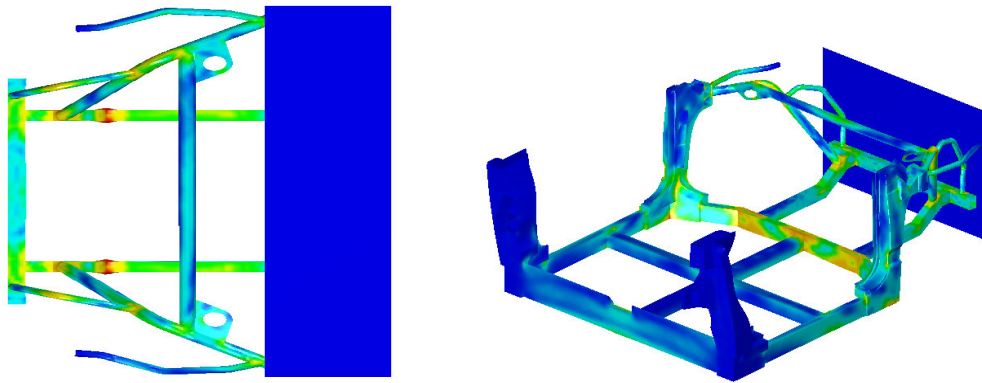
9	Anteriore cubo	LS DYNA_3	15/10/2010	Geometria- muro e telaio anteriore sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm e per ottenere peso del resto della macchina abbiamo aggiunto un cubo di 400kg come solido Materiali - cemento,AL6060, acciaio Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e quadrilaterale di 50mm sul muro e solido hexa sul cubo di 30mm. Inoltre mesh è stata rinfiltrata nelle zone di contatto tra anteriore e cubo	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE)  tra telaio anteriore e cubo: -Cont-auto-tide-nodes to surface (perche il telaio anteriore non ha le superfici che sarebbero in contatto con cubo)		2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2m s	Simulazione finita. Contatto riuscito. Telaio anteriore arriva in contatto, ribalta, comincia a vibrare e l'onda d'urto si propaga in due direzioni. Le tensioni massime si trovano (come nelle simulazioni di ANSYS VEB) esattamente nei posti di discontinuità geometrica, con valore di 326MPa (ANSYS 267MPa). Le tensioni in questo modo passano la tensione di snervamento che per AL6060 è 421MPa però trascurando la discontinuità geometrica si nota che la tensione massima della struttura è verso 160MPa. Inoltre se ci concentriamo sulle zone dove avviene la saldatura si vede una propagazione delle tensioni alta, che dovrebbe essere controllata. Plastic Strain nelle zone di saldatura sono elevate
9	Anteriore+ Abitacolo	LS DYNA	18/10/2010	Geometria- muro e telaio anteriore e abitacolo sono le superfici con gli spessori di 5 e 3mm. Materiali - cemento,AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e quadrilaterale di 50mm sul muro e solido hexa sul cubo di 30mm. Inoltre mesh è stata rinfiltrata nelle zone di contatto tra anteriore e cubo	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE) Merge dei nodi - spotweld in un posto fra anteriore e abitacolo	56min	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2m s	Simulazione finita, in tempo meno dei previsti 8h. Contatto funziona. I collegamenti (merge e spotweld) si comportano in maniera reale. Le tensioni massime sono di 290MPa che significa che abbiamo passato la tensione di snervamento (241MPa) nei punti della discontinuità geometrica però comunque siamo sotto la tensione di rottura (385MPa). Plasticizzazione esiste nei putni di "saldatura" di 8%
10	Anteriore+ Abitacolo	LS DYNA _1	18/10/2010	Geometria- muro e telaio anteriore e abitacolo sono le superfici con gli spessori di 5 e 3mm. Materiali - cemento,AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e quadrilaterale di 50mm sul muro e solido hexa sul cubo di 30mm. Inoltre mesh è stata rinfiltrata nelle zone di contatto tra anteriore e cubo	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER) (Si crea SET-nodi dello SLAVE) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE) -Cont-auto-node to surface (fra telaio anteriore e abitacolo)	54min	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2m s	Previste 22h di calcolo. Problematica non risolta con il tipo di collegamento (spotweld) tra telaio posteriore e abitacolo, dove nella simulazione precedente le tensioni erano alte già nel primo frame.
12	ZERO - telaio base	ZERO telaio base_1s dyna1	15/10/2010	Geometria- muro e telaio sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm, con peso totale di 280kg Materiali - cemento,AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e quadrilaterale di 50mm sul muro. Inoltre mesh è stata rinfiltrata nelle zone di contatto tra telaio e cubo	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE) -i corpi sono collegati tramite nodi oppure tramite SPOTWELD	*	0,05ms	10 <sup>-6</sup> ms	5*10 <sup>-5</sup> ms	Simulazione è stata fermata perche dopo aver scritto 41 passi si poteva notare che il contatto non funzionava. Esisteva il contatto all'inizio e la macchina dopo aver fatto 15passi sorpassa il muro
13	ZERO - telaio base	ZERO telaio base 1s dyna2	18/10/2010	Geometria- muro e telaio sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm, con peso totale di 280kg Materiali - cemento,AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e posteriore, abitacolo ha la mesh di 20mm e quadrilaterale di 50mm sul muro. Inoltre mesh è stata rinfiltrata nelle zone di contatto tra telaio anteriore e abitacolo e abitacolo e telaio posteriore.	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER-muro) (Si crea SET-nodi dello SLAVE-telaio) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE) -Merge dei nodi - spotweld in un posto fra anteriore e abitacolo	2h 12min	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,2m s	Simulazione finita, in tempo meno dei previsti 8h. Contatto funziona. I collegamenti (merge e spotweld) si comportano in maniera reale. Le tensioni massime sono di 290MPa che significa che abbiamo passato la tensione di snervamento (241MPa) nei punti della discontinuità geometrica però comunque siamo sotto la tensione di rottura (385MPa). Plasticizzazione esiste nei putni di "saldatura" di 8%
14	ZERO - telaio base	ZERO telaio base 1s dyna2a/2b	18/10/2010	Geometria- muro e telaio sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm, con peso totale di 280kg Materiali - cemento,AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e posteriore, abitacolo ha la mesh di 20mm e quadrilaterale di 50mm sul muro. Inoltre mesh è stata rinfiltrata nelle zone di contatto tra telaio anteriore e abitacolo e abitacolo e telaio posteriore.	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER-muro) (Si crea SET-nodi dello SLAVE-telaio) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE) -Merge dei nodi 2a- spotweld in un posto fra anteriore e abitacolo. Alcuni punti nella simulazione precedente sono stati sollecitati prima che avviene contatto (contatti tra telaio posteriore e una parte del telaio anteriore cn abitacolo) 2b-Contatto tide-nide to surface	6h 32min	6ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,4m s	Previste 22h di calcolo. Problematica non risolta con il tipo di collegamento (spotweld ne conta tide node to surface) tra telaio posteriore e abitacolo, dove nella simulazione precedente le tensioni erano alte già nel primo frame.

15	ZERO - telaio base	ZERO telaio base ls dyna2o	20/10/2010	Geometria: completamente sistemata la parte della geometria posteriore (contatto posteriore ed abitacolo) e anche nel telaio anteriore (nel contatto abitacolo e anteriore). muro ed intero telaio sono le superfici con gli spessori di 3 e 5mm, con peso totale di 280kg Materiali - cemento, AL6060 Velocità-13,33 mm/ms (48km/h) Mesh- shell tetra di 10mm sul anteriore e posteriore, abitacolo ha la mesh di 20mm e quadrilateral di 50mm sul muro. Inoltre mesh è stata rifinita nelle zone di contatto tra telaio anteriore e abitacolo e abitacolo e telaio posteriore.	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER-muro) (Si crea SET-nodi dello SLAVE-telaio) -Cont-auto-single-surf (Tutti corpi sono SLAVE) -Merge dei nodi in contatto	3h 28min	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,02ms	Previste 20h di calcolo. Non risultano più le tensioni elevate nei punti precedenti del telaio posteriore ed anteriore
16	ZERO - telaio base + pesi	LS DYNA telaio base + pesi_1	23/10/2010	Geometria: Sul modello creato in ANSYS e elaborato in LS DYNA (N,12) sono stati aggiunti altri pezzi della macchina direttamente in LS DYNA: -batterie, motore (SOLID) -vasce anteriore e posteriore(SHELL) -traverso(SHELL) -Supporto (SHELL) Materiali - cemento, AL6060, Fe360, Velocità-13,33 mm/ms (48km/h)	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER-muro) (Si crea SET-nodi dello SLAVE-telaio) -SPOTWELD -Merge dei nodi in contatto	4h 10min	2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,02ms	Previste 48h di calcolo. Simulazione terminata con evidente problematiche sui collegamenti tra le duperficie ci vasca anteriore e le superfici aggiunte nel telaio posteriore. Rifatte le SALDATURE e lanciata nuova simulazione telaio base+pesi_2
17	ZERO - telaio base + pesi	LS DYNA telaio base + pesi_2	26/10/2010	Geometria: Sul modello creato in ANSYS e elaborato in LS DYNA (N,12) sono stati aggiunti altri pezzi della macchina direttamente in LS DYNA: -batterie, motore (SOLID) -vasce anteriore e posteriore(SHELL) -traverso(SHELL) -Supporto (SHELL) Materiali - cemento, AL6060, Fe360, Velocità-13,33 mm/ms (48km/h)	LS DYNA- tra muro e telaio anteriore: -Cont-auto-nodes to surf (Si crea SEGMENT-nodi del MASTER-muro) (Si crea SET-nodi dello SLAVE-telaio) -SPOTWELD -Merge dei nodi in contatto		2ms	10 <sup>-6</sup> ms	0,02ms	Previste 39h di calcolo.

Le prime simulazioni sono state realizzate con la idea di verificare tutti possibili contatti, verificare quale di loro è migliore per il caso di crash test frontale pieno e disassato e anche verificare la geometria e modello discreto. I primi risultati del telaio anteriore dimostrano gli stessi risultati come quelli ottenuti nella analisi dinamica di ANSYS, che dimostra correttezza e la possibilità di confrontare i risultati fra questi due software. I valori della tensione di Von Mises sono relativi a tempo di 2 ms di simulazioni. Si può notare che le tensioni massime, come nelle simulazioni precedenti, sono nella zona della discontinuità geometrica, zona di saldatura. Tempo di queste prime simulazioni, “simulazioni di prova”, è soltanto 2ms. Questo tempo è relativo, visto il scopo delle simulazioni, ciò è la verifica della geometria, del modello discreto, condizioni di contorno, contatti e così via. Sono state anche eseguite le simulazioni d’urto disassato del telaio anteriore. E’ stata inoltre eseguita una simulazione sostituendo la massa del veicolo con un cubo pari pesi del resto del telaio. Infine è stata realizzata anche la simulazione con telaio anteriore e abitacolo, con la idea di verificare, con questo modello ancora semplice, il passo temporale e i contatti.



Nelle figure sono visibili le tensioni di Von Mises in un impatto pieno e disassato per una velocità di 2ms



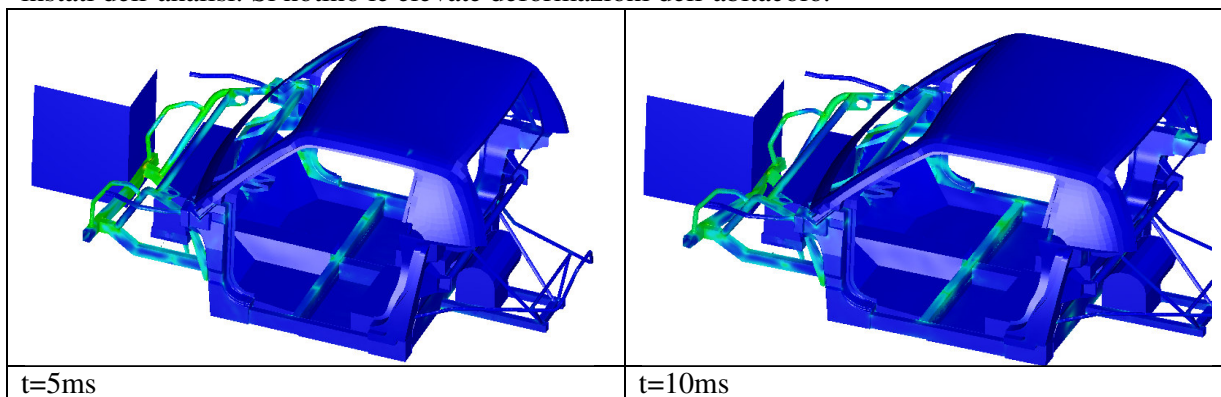
Nelle figure sono visibili le tensioni di Von Mises per un impatto frontale pieno del telaio anteriore, sempre a 2ms, considerando le masse aggiunte

### *ANALISI DI CRASH TEST FRONTALE DISASSATO*

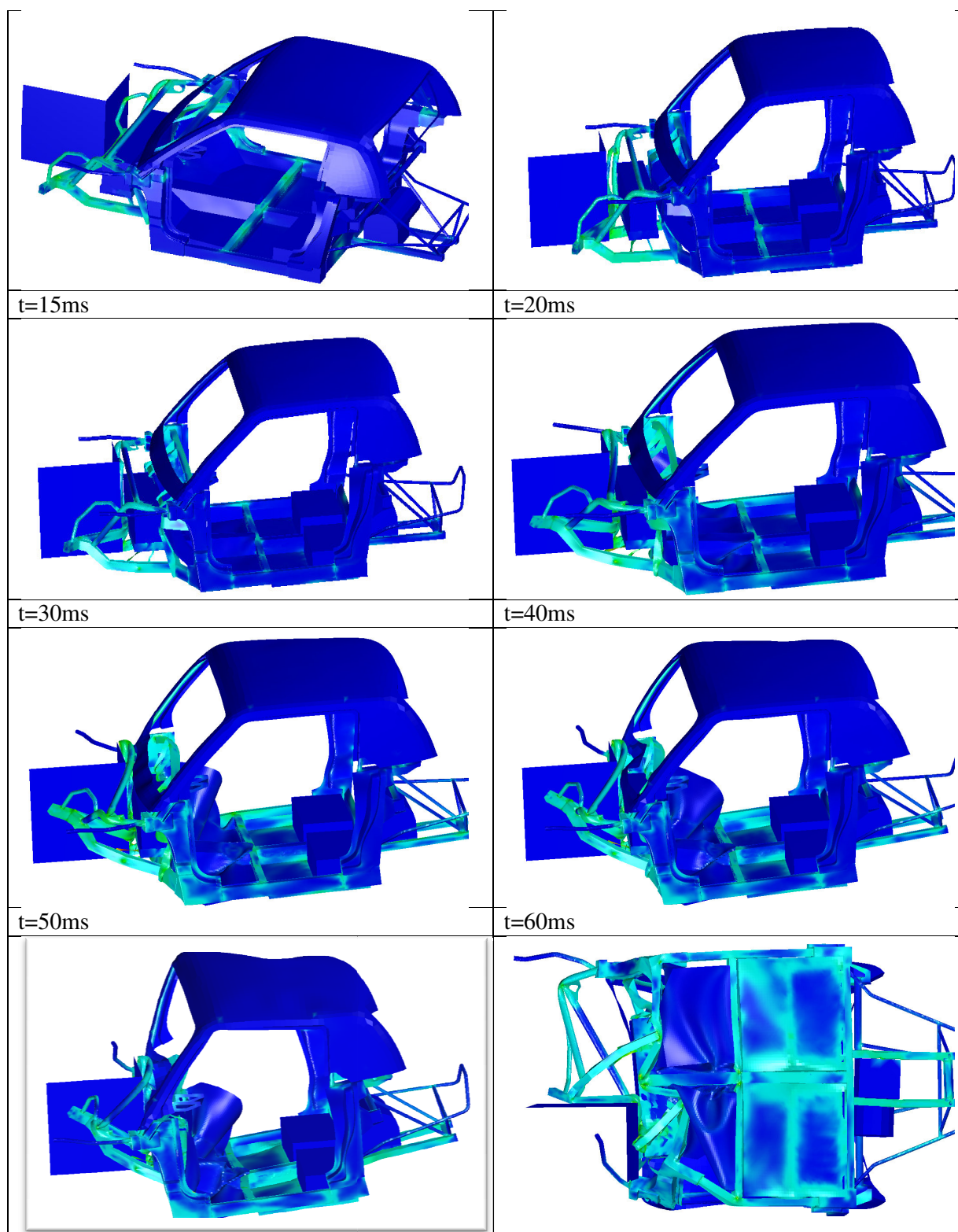
Nelle prove di crash tra autoveicoli, uno dei due corpi da testare è il veicolo; l'altro può essere un ostacolo fisso, un maglio o una parte del manichino di prova che viene scagliato contro la vettura per simulare l'urto con un pedone. Le prove d'impatto effettuate dall'Euro NCAP sono, per vie generali, sempre le stesse ed oramai sono diventate punto di riferimento per i centri di sviluppo e ricerca di tutte le case. La prova principale e "più famosa" è l'urto frontale disassato contro una barriera fissa, che può essere deformabile ( $V=64 \text{ Km/h}$ ) oppure rigida ( $V=48 \text{ km/h}$ ). La barriera deformabile è costituita ormai da materiali compositi multistrati che simulano l'urto contro un'altra auto che è quindi in grado di assorbire, in parte, l'urto, mentre si possono usare anche muri di cemento e quindi rigidi. L'importanza di questo tipo di urto è dovuta al fatto che le forze d'impatto rimangono approssimativamente le stesse di un urto frontale pieno, ma sono assorbite da una parte più piccola dell'auto (circa il 40%).

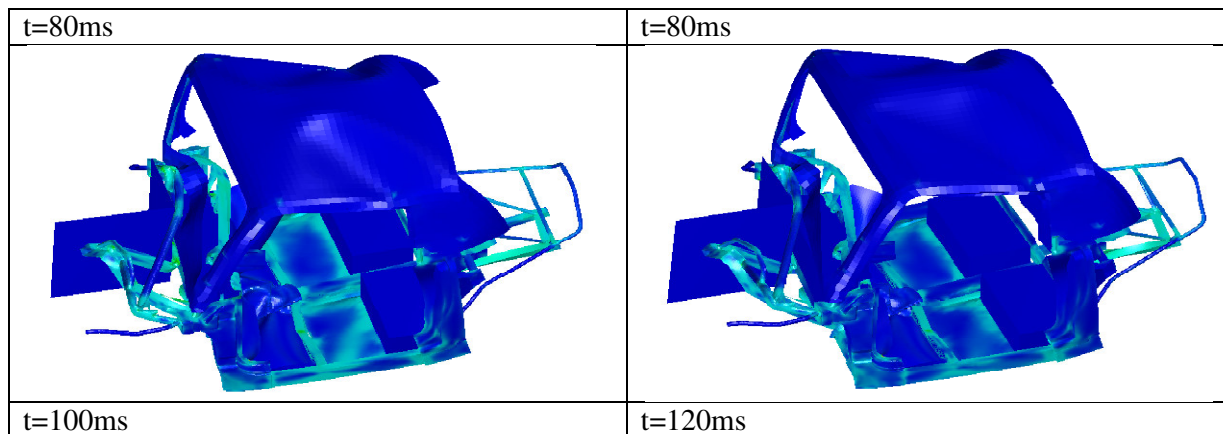
La velocità iniziale è stata applicata al telaio, che è servito come veicolo impattante, contra il muro rigido. La simulazione ha iniziato a 0,02 s prima che i veicoli è venuto a un contatto, per consentirli di stabilirsi per gravità, e di indurre deformazioni iniziali e le forze nelle molle. La distanza iniziale tra il paraurti anteriore del veicolo e il muro è stato determinato come 0,05m.

Nelle figure che seguono, sono riportati i risultati dell'analisi di crash test frontale disassato in termini di configurazione deformate e distribuzione delle Tensioni di Von Mises in successivi instati dell'analisi. Si notino le elevate deformazioni dell'abitacolo.

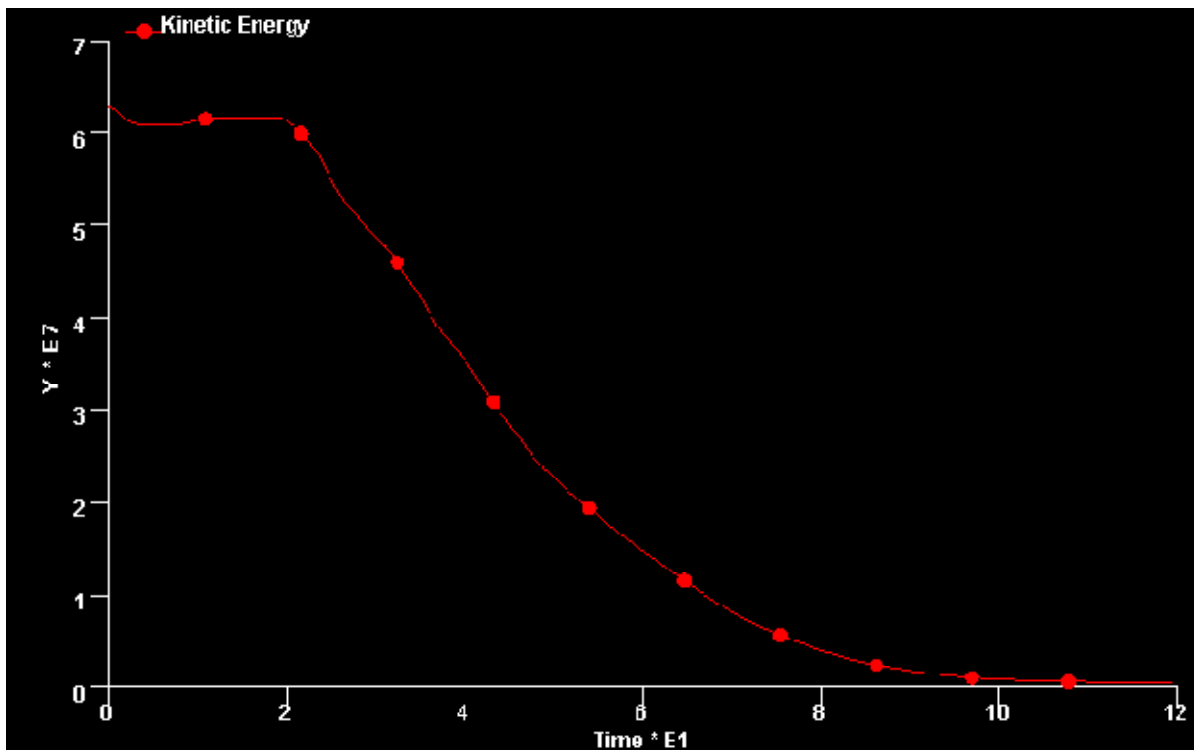








Si riporta l'andamento dell'energia cinetica del modello durante l'analisi. Si osservi la scarsa diminuzione di energia cinetica (scarsa capacità dissipativa del telaio) nella fase iniziale dell'impatto.

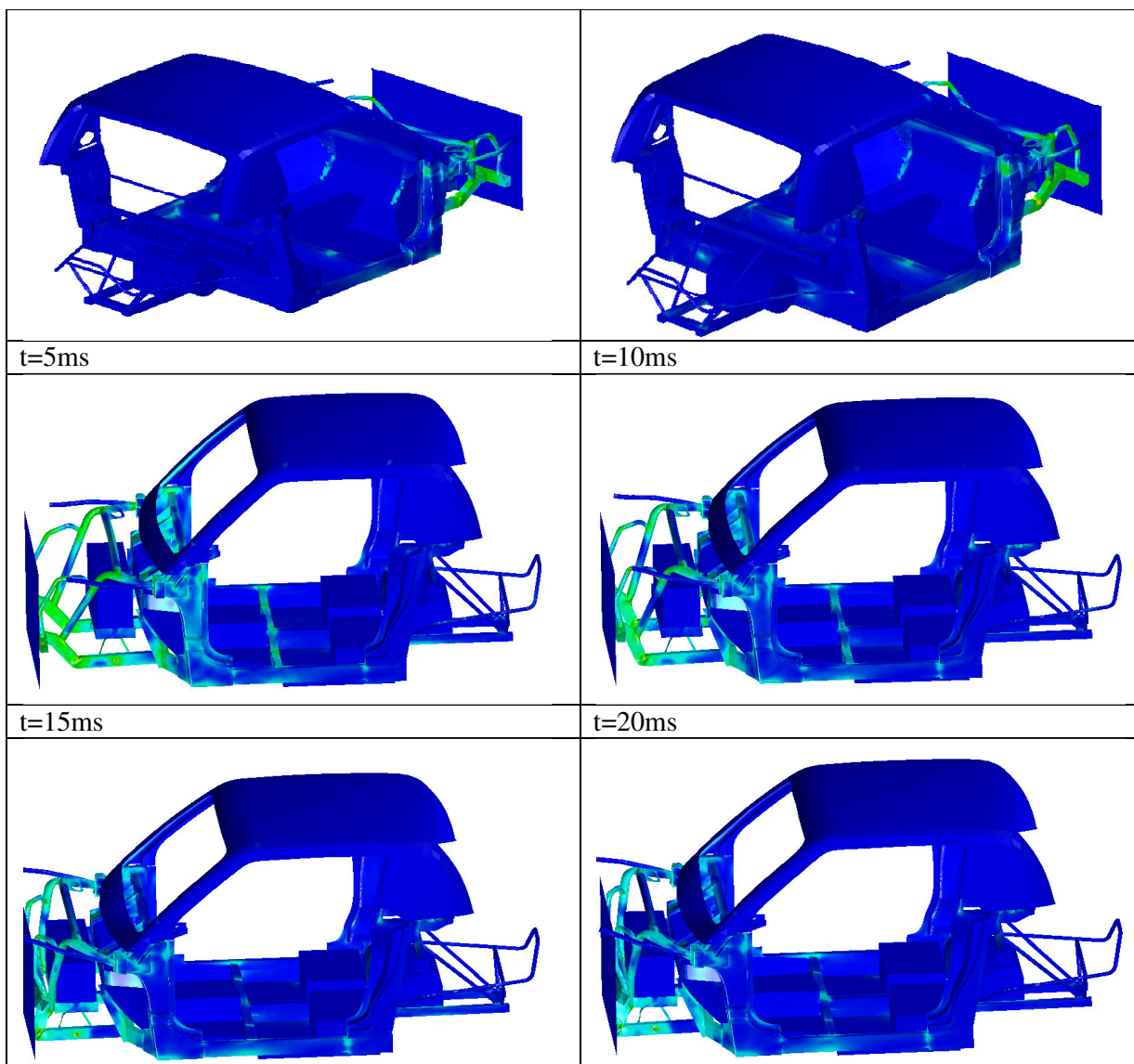


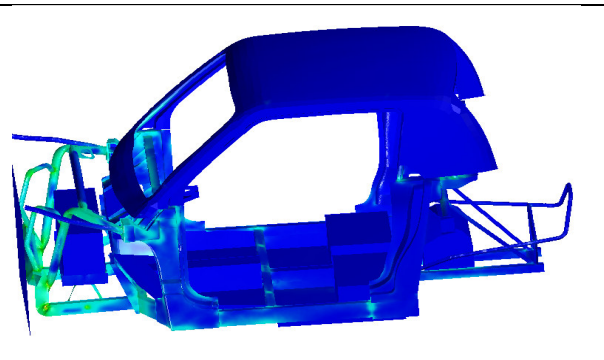
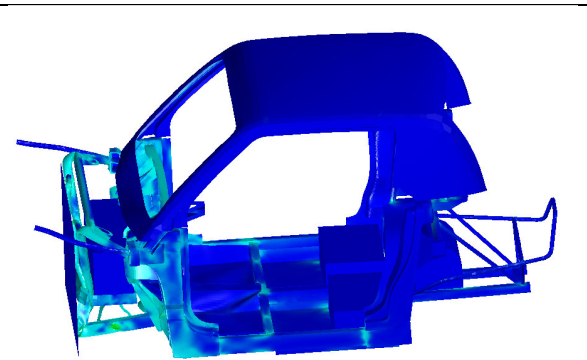
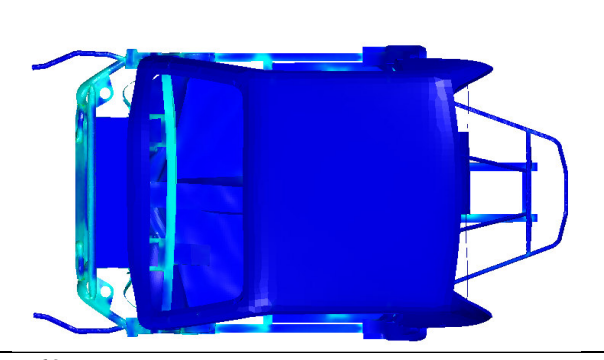
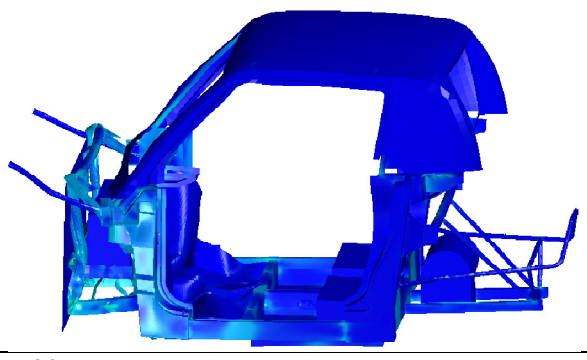
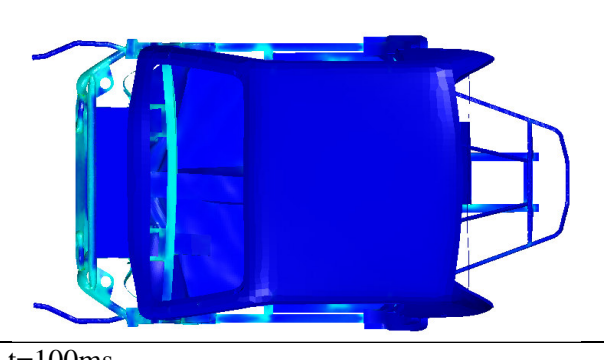


### ANALISI DI CRASH TEST FRONTALE PIENO

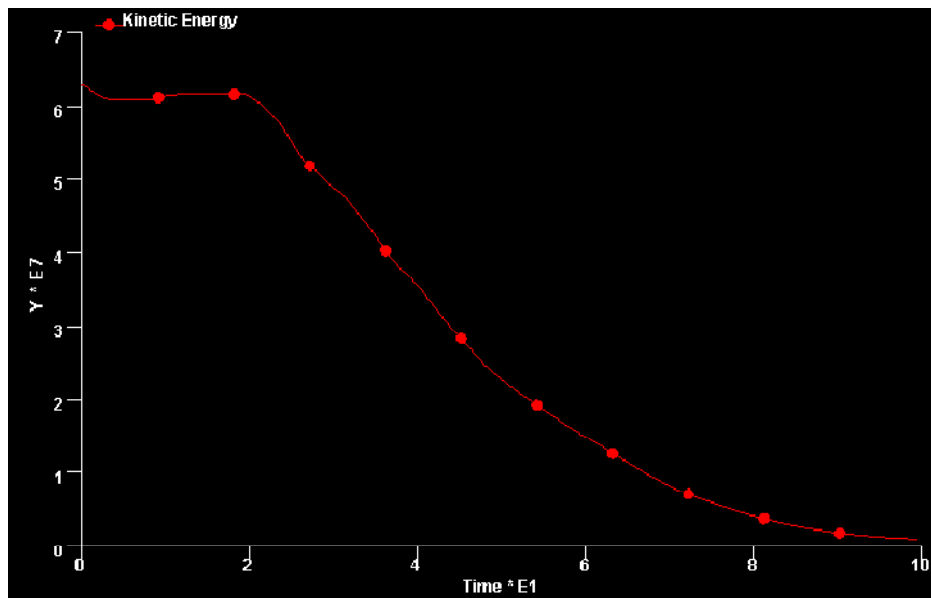
In questo caso, la geometria, modello discreto, materiali, condizioni di contorno, i contatti e la velocità sono rimasti lo stesse come nelle simulazioni precedenti. La forza d'impatto rimane la stessa come nell'urto frontale disassato, e vengono assorbite da una parte più grande del telaio.

Nelle figure che seguono, sono riportati i risultati dell'analisi di crash test frontale pieno in termini di configurazione deformata e distribuzione delle Tensioni di Von Mises in successivi instati dell'analisi. Anche in questo caso, si notino le elevate deformazioni del telaio. Nella figura sotto indicata è inoltre riportato l'andamento dell'energia cinetica del modello durante l'analisi. Si osservi la scarsa diminuzione di energia cinetica (scarsa capacità dissipativa del telaio) nella fase iniziale dell'impatto.



t=30ms	t=40ms
	
t=50ms	t=60ms
	
t=60ms	t=80ms
	
t=100ms	

Si riporta l'andamento dell'energia cinetica del modello durante l'analisi.



*Il diagramma della Energia Cinetica / 100ms*

## RIEPILOGO RISULTATI

---

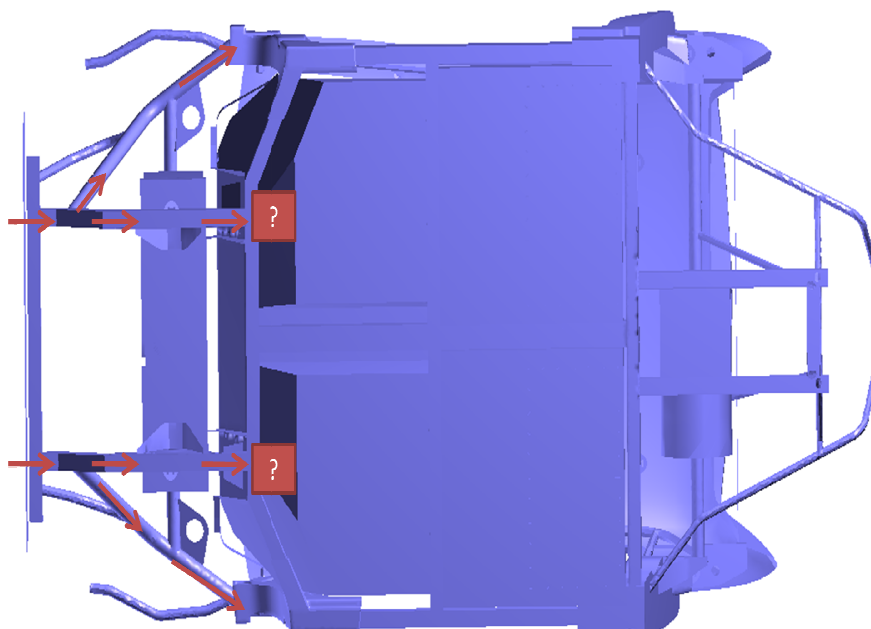
La ricerca presentata è stata eseguita per verificare la resistenza agli urti frontali, pieni e disassati e la sicurezza dei passeggeri del veicolo elettrico ZERO.

Dopo una serie di analisi preliminari volte a valutare l'affidabilità del modello sviluppato, il tipo più comune di eventi incidentali, quali l'impatto frontale pieno a 48 km/h e impatto frontale disassato a 48km/h (50mph) di velocità sono state studiate in dettaglio.

Nel complesso, i risultati delle simulazioni mostrano come non sia pienamente garantita l'incolumità dei passeggeri. L'abitacolo subisce, infatti, notevoli deformazioni e si nota, inoltre, l'intrusione di parti esterne (in particolare del corpo batterie anteriori) nello stesso. Questa situazione risulta, ovviamente, più gravosa nel caso di urto disassato. Come emerge da un'analisi dei risultati, tra le cause principali al questo comportamento non ottimale vi sono:

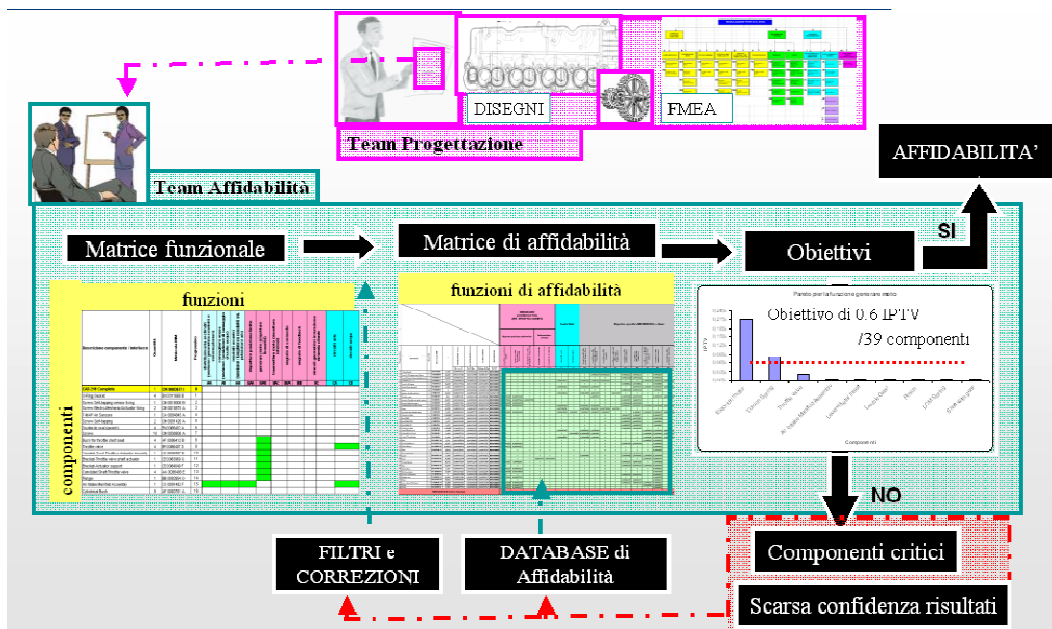
- Il regime di sollecitazione prevalentemente flessionale e non assiale a cui sono sottoposte varie membrature del telaio. Cio' è dovuto ad un percorso dei carichi non ottimale. Si osservi, in particolare, l'innesto del telaio anteriore con l'abitacolo che determina la presenza di spinte a vuoto con conseguente forte inflessione della traversa inferiore dell'abitacolo (figura 9.1).
- Assenza di efficaci elementi dissipativi nella parte antistante il blocco batterie anteriore, cui è imputabile la scarsa diminuzione di energia cinetica nella fase iniziale dell'impatto.

La metodologia descritta può essere applicata con successo allo studio di altri fenomeni di crash, con relativa correlazione numerica – sperimentale e per i futuri veicoli ZERO. Inoltre, il modello esistente può essere facilmente modificato per riflettere il potenziale di cambiamenti nella struttura delle nuove autovetture. Di seguito sono raffigurate le linee di scarico delle forze.



## CONCLUSIONI

L'obiettivo del lavoro è stato quello di integrare metodi teorici e sperimentali in un approccio integrato per elevare l'affidabilità di componenti meccanici per l'industria automobilistica. Questo nuovo metodo permette di stimare l'affidabilità di nuovi prodotti durante il processo di sviluppo secondo un flusso logico e funzionale.



Dalla pianificazione iniziale del disegno (progettazione) fino alla verifica del prodotto finito (validazione), si sono proposti criteri per la definizione, l'analisi e il controllo dei livelli di affidabilità raggiunti, di prodotti singoli o assemblati, nel rispetto dei target d'affidabilità prefissati. Questa metodologia basa le proprie previsioni di affidabilità sull'opportuna combinazione d'informazioni provenienti dalla letteratura specialistica (manuali, database affidabilistici, articoli, libri dedicati, ecc.), dalle fasi di progettazione delle soluzioni (studi specifici di modellazione delle criticità, simulazioni numeriche, ecc.), dalle sperimentazioni in laboratorio (prove di validazione fatte in azienda o presso fornitori, ecc.) e dai servizi post-vendita (interventi di riparazione dentro e fuori periodo di garanzia, ecc.). Una stima di affidabilità accurata richiede conoscenze relative alle specificità dei particolari componenti sotto esame, ai disegni costruttivi, ai processi manifatturieri adottati, alle condizioni d'impiego previste e a tanto altro ancora. Tecniche empiriche di previsione basate sulle esperienze fatte nel passato, sui livelli di affidabilità raggiunti da prodotti analoghi possono integrarsi per rendere più accurate le previsioni, ma non sostituirsi completamente a esse.

Stimare l'affidabilità, in caso dei componenti non in sviluppo, quando il valore dell'affidabilità dell'intero sistema dipende dal un *componente critico*, non possiamo appoggiarci soltanto sui dati del Data Base di Affidabilità. Per ottenere i dati adeguati e completare i passaggi della metodologia, è necessario verificare i dati usando le simulazioni numeriche e le prove sperimentali. Con un modello

valido i risultati che si ottengono dalle simulazioni e sperimenti si possono implementare dentro la metodologia per ottenere il risultato dell'affidabilità del prodotto. Le prove sperimentali non sono più i test di validazione che si realizzano dentro l'azienda, ma sono prove pensate in modo specifico per verificare la resistenza dei singoli componenti e migliorarne l'affidabilità. Altrettanto vale per le simulazioni numeriche che sono pensate con lo scopo di investigare i fenomeni più critici. I risultati così ottenuti sono trasformati in un valore numerico di affidabilità, ma anche utilizzati per creare un modello valido d'interpretazione dei risultati finali dell'affidabilità.

Questa metodologia integrata è stata poi utilizzata per proporre soluzioni di miglioramento in affidabilità e sicurezza in una vasta casistica di sistemi e componenti di utilizzo automobilistico. In particolare, attraverso calcoli teorici, simulazioni FEM e prove sperimentali sono studiate le seguenti famiglie di componenti/sistemi:

- Collettore Aria Diesel
- Collettore Aria Benzina
- Corpo farfallato
- Motore Elettrico (E.Motor)
- Telaio portante

realizzate da Magneti Marelli per grandi case automobilistiche quali Peugeot, Citroen, Volskwagen, Audi, FIAT, ma anche realizzate da piccoli gruppi industriali italiani quali Tazzari.

Per alcuni di questi sistemi sono emersi criticità a livello dei componenti e delle parti costituenti che sono state investigate in forma più dettagliata. In particolare sono stati studiati:

- Resistenza all'urto dei condotti [collettore]
- Resistenza torsionale dell'alberino con farfalle [collettore]
- Resistenza a fatica di molla torsionale a duplice effetto [corpo farfallato]
- Resistenza del telaio

A seguito di queste analisi sono state proposte modifiche tanto a livello di progetto quanto, talvolta, di processo che hanno permesso di migliorare l'affidabilità e la sicurezza dei componenti sotto esame. Alcune di queste modifiche sono state realmente implementate, altre volte l'analisi è rimasta a livello studio di fattibilità. C'è molto lavoro ancora da fare, sia per completare i filoni di ricerca rimasti aperti specie da un punto di vista sperimentale (es. prove di crash test del telaio) con il successivo confronto con le previsioni, sia per estendere l'utilizzo delle tecniche integrate qui sviluppate ad altri sistemi automotive. I risultati tecnici raggiunti, la valenza scientifica riconosciuta ai metodi, l'interesse pratico delle aziende appaiono combinarsi a garantire



## APPENDICE I. APPROCCIO “STANDARD” ALLA QUALITÀ

---

### INTRODUZIONE ALLA QUALITÀ

---

La qualità di un prodotto è un elemento fondamentale e prioritario per rimanere sul mercato in un mondo fortemente competitivo. Lo sviluppo tecnologico, l'allargamento del sistema produttivo e le conseguenti modifiche nelle aspettative del cliente hanno fortemente cambiato nel tempo il significato di questo termine.

Sino a pochi anni fa, la buona corrispondenza fra le specifiche richieste e le caratteristiche di funzionamento verificate attraverso un controllo finale erano condizione sufficiente a garantire la “buona qualità” di un prodotto.

L'accresciuta complessità dei componenti con il rapido aumento dei costi conseguenti ad una perdita di operatività e alla necessaria manutenzione hanno portato ad una più articolata e complessa valutazione della qualità di un prodotto che investe tutti i settori aziendali così da assicurare uno sforzo comune ed indirizzato a raggiungere i desideri del consumatore.

La determinazione della integrità e la necessaria manutenzione nel tempo di un prodotto è senza dubbio un elemento base per soddisfare le esigenze del mercato. Di conseguenza esiste una grande esigenza di metodologie e strumenti in grado di valutare l'affidabilità di un componente o di un sistema e di ottimizzare il meccanismo di manutenzione così da prevenire costi elevati dovuti a soste non previste dell'impianto o ad improvvise rotture di un componente.

L'affidabilità è una misura del comportamento nel tempo di un prodotto che influenza non solo la funzionalità del componente ma anche i costi operativi e di riparazione e le condizioni di sicurezza.

Che cos'è la qualità?

La qualità di un prodotto può essere valutata secondo diversi aspetti. Garvin (1987) propone un elenco di otto componenti della qualità, che vengono sintetizzate di seguito:

1. Prestazione
2. Affidabilità
3. Durata
4. Manutenibilità
5. Aspetti formali
6. Funzionalità
7. Livello di qualità percepito
8. Conformità alle normative

L'affidabilità è, di gran lunga, la componente sulla quale si concentra in questo capitolo analizzandone le principali problematiche e i possibili metodi di analisi.

La definizione tradizionale del termine qualità si basa sul presupposto che beni e servizi devono soddisfare le richieste di coloro che li utilizzano. Ci sono due aspetti generali della qualità: la qualità di progetto e la conformità alle normative. Tutti i beni e i servizi vengono progettati con vari gradi o livelli di qualità: queste diversità sono intenzionali; il termine tecnico appropriato è qualità di progetto. Ad esempio tutte le automobili hanno come obiettivo basilare quello di essere un mezzo di trasporto sicuro per le acquisti, tuttavia esse differiscono per dimensioni equipaggiamento modello e prestazioni. Queste differenze sono il risultato di progettazioni intenzionali, che comprendono anche i tipi di materiali usati nella costruzione, le specifiche caratteristiche dei componenti, l'affidabilità ottenuta mediante lo sviluppo ingegneristico dei motori e di altri accessori ed equipaggiamenti.

La conformità alle normative è invece relativa a quanto il prodotto risulta coerente alle specifiche che sono richieste al progetto.

Sfortunatamente la definizione di qualità è stata associata più agli aspetti della conformità alle normative che a quelli della qualità di progetto. Ciò è dovuto, in parte, alla scarsa educazione formale che progettisti e tecnici ricevono in merito alla metodologia della qualità. Vi è inoltre una convinzione diffusa che la qualità sia un problema che riguarda unicamente la fabbricazione, o che l'unico modo con cui si può migliorare la qualità sia quello di "indorare" il prodotto.

---

## INTRODUZIONE ALLA QUALITÀ TOTALE

---

In un contesto di competitività sempre più esasperata, in cui la sfida tra aziende si gioca sul piano della soddisfazione del cliente, le problematiche relative alla qualità acquistano un rilievo sempre maggiore. Lo stesso concetto di qualità si è evoluto nel tempo da quello di conformità ad una specifica tecnica a quello di adeguatezza alle esigenze del cliente. Questa nuova definizione enfatizza la voce del cliente che, tramite la definizione degli obiettivi di affidabilità, deve essere tradotta in caratteristiche tecniche del prodotto, ovvero in obiettivi tecnici di progetto.

Il miglioramento della qualità è emerso dunque come nuova, fondamentale strategia aziendale, e questo per diversi motivi, tra cui:

- ☐ aumento di consapevolezza da parte della clientela nel giudicare la qualità di un prodotto;
- ☐ aumento della affidabilità richiesta ai prodotti;
- ☐ aumento dei costi del lavoro, dell'energia e delle materie prime;
- ☐ concorrenza più agguerrita;
- ☐ aumento della produttività attraverso efficaci programmi di miglioramento della qualità e dei metodi di produzione.

Parte di questa strategia aziendale consiste nella pianificazione della qualità, nell'analisi e nel controllo indirizzati a fare della qualità uno strumento di miglioramento della situazione finanziaria, in termini

di bilancio e profitti. Il miglioramento della qualità può produrre crescita di fatturato e di posizione competitiva aziendale e riduzione dei costi di produzione.

È dunque importante dedicare nella fase iniziale della progettazione un grande sforzo nel capire i bisogni del cliente e a scomporli in elementi misurabili e correlabili alle caratteristiche del prodotto e dei suoi componenti.

---

### GLI STRUMENTI DI RICERCA DELLA QUALITÀ

---

Molto utilizzate sono a tal proposito tecniche di progettazione dell'affidabilità di un prodotto come la **FMEA** (Failure Mode Effect and Analysis) e la FMECA, utili per analizzare un progetto identificandone i punti deboli e le criticità, oppure la **FTA** (Fault Tree Analysis), una metodologia di analisi previsionale utilizzata per stimare la probabilità di un evento critico basandosi sulla individuazione delle cause di avaria e sulle loro possibili interconnessioni, rappresentate tramite l'albero dei guasti, oppure infine tecniche avanzate che si inseriscono nel concetto più generale di "Design for Reliability" (Progettazione Orientata all'Affidabilità).

Gli strumenti finora descritti sono indispensabili per un reale miglioramento di qualità, ma sono tali da agire solo a livello di progettazione del sistema e presentano i seguenti inconvenienti:

- ☐ non tengono conto del rischio di realizzare un prodotto difettoso
- ☐ difficilmente riescono a prevedere le reali condizioni di utilizzo

Per superare il primo dei due problemi, si realizzano analisi FMEA indirizzandoli alla comprensione e correzione del processo di produzione, mentre ulteriori strumenti di controllo statistico (Statistic Process Control) si occupano di verificare come il processo produttivo conservi la propria qualità e stabilità nel tempo.

Ma le tecniche di analisi statistica assumono una importanza fondamentale in relazione al secondo aspetto, quando si tratta di stimare le concrete condizioni di utilizzo del prodotto e prevedere il modo in cui tali condizioni agiscano sull'affidabilità del sistema. Osservando le informazioni sui guasti provenienti dai sistemi di assistenza alla clientela ed utilizzando opportuni metodi di elaborazione dei dati è possibile effettuare delle previsioni di affidabilità molto più attinenti alla realtà perché eseguite su un campione di prodotti sottoposti alle reali condizioni di utilizzo e deterioramento: questa tipologia di analisi prende il nome di Analisi Dati di Guasto (Reliability Data Analysis).

Tutti questi strumenti rappresentano degli strumenti critici per il controllo e il miglioramento della qualità ma, affinché il loro utilizzo risulti più efficace, è necessario che queste siano considerate parte integrante di un sistema di gestione orientato alla qualità. Questa filosofia manageriale viene indicata usualmente con l'acronimo TQM (Total Quality Management).

## VALUTAZIONE DEL RISCHIO DURANTE L'ATTIVITÀ DI PROGETTAZIONE

---

La prevenzione di eventi indesiderati nel campo ingegneristico si effettua con tecniche analitico-investigative che, concentrandosi sul prodotto fisico ma considerando anche tutte le informazioni e i risultati dei test in possesso dall'azienda, arrivano ad una *progettazione per la sicurezza*.

Lo scopo principale è quello di identificare parti, componenti e condizioni per cui il prodotto o il sistema potrebbero danneggiare i loro utilizzatori o i loro beni.

Bisogna quindi determinare il rischio rispondendo a specifiche domande quali:

- cosa può succedere ?
- come è possibile che questo accada ?
- che probabilità c'è che questo si verifichi ?
- quali possono essere le conseguenze?
- come è possibile prevenire?

I metodi di analisi del rischio si basano sulle probabilità che un evento accada quindi su ipotesi di tipo probabilistico che ne definiscono i limiti stessi di applicabilità. E'pertanto utile che tutte le competenze si integrino per migliorare le previsioni. Il particolare metodo utilizzato viene scelto dal progettista in base alle informazioni sui rischi a sua disposizione e la valutazione del rischio associato ad un prodotto è soggetta alla corretta definizione della fonte del pericolo.

### ANALISI PRELIMINARE DEL PERICOLO

La prima fase, l'analisi preliminare del rischio ha lo scopo di:

- identificare i pericoli;
- determinare gli effetti di tali pericoli;
- individuare le aree o le configurazioni relative alla sicurezza;
- pianificare un programma di sicurezza;
- predisporre un elenco di priorità in fatto di sicurezza;
- identificare la necessità di ulteriori approfondimenti

Durante questa analisi preliminare dei pericoli le informazioni sul progetto sono ancora limitate perciò si approfondiscono generalmente questi aspetti di base:

- revisione di fatti noti, di esperienze vissute su prodotti o sistemi simili;
- revisione delle esigenze funzionali del prodotto e delle eventuali esigenze ambientali;

- individuazione dei pericoli primari che potrebbero causare lesioni, danni materiali o perdite di funzionalità;
- individuazione di cause innescanti o contributive di pericoli primari;
- revisione dei dispositivi e delle misure di sicurezza per eliminare, contenere, ridurre e controllare i pericoli compatibilmente con le esigenze di funzionamento del prodotto;
- analisi dei metodi migliori per limitare i danni in caso di perdite di controllo dei pericoli.

Questa fase non identifica esattamente i pericoli ma deve spingere l'esaminatore ad interessarsi di tutti gli aspetti che interessano la sicurezza del prodotto, arrivando ad una tabulazione dei risultati con le seguenti notazioni:

- Pericolo
- Causa
- Effetto
- Classificazione del pericolo
- Misure preventive

Una volta finita questa analisi sommarie e preliminare bisogna passare ad una più attenta e rigorosa valutazione del pericolo attraverso altre tecniche e studi.

---

### ANALISI DELLE CRITICITÀ (FMEA)

---

Una procedura particolarmente utile e diffusa è la *Failure Mode Effect Analysis*, o FMEA<sup>1</sup>, uno strumento nato per identificare problemi potenziali nei prodotti (**design FMEA**) o nei processi realizzativi (**process FMEA**) e per sviluppare strategie adatte alla loro eliminazione.

La FMEA permette al gruppo di lavoro (*team*) di rispondere a domande del tipo:

- "Come può questo *processo* o questo *prodotto* fallire ?
- "Quale effetto porterà sul prodotto se un determinato modo di guasto si verificasse ?
- "Quali azioni possono essere intraprese per prevenire questo rischio ?".

L'analisi viene effettuata su *ogni singolo componente* o sottosistema e mira a prevedere l'insorgere di un *qualsiasi problema* in *ogni momento* della vita del prodotto verificando se esistono condizioni a

---

<sup>1</sup> In molti casi si è soliti parlare di FMECA (*Failure Mode and Criticality Effect Analysis*), specie quando si desidera porre l'attenzione sugli aspetti di rischio e criticità,

fronte delle quali il componente potrà diventare critico e osservando ogni volta le possibili conseguenze sul sistema (tecnica del *bottom-up*) con particolare attenzione alle situazioni pericolose.

La FMEA è utilizzabile per porre correzioni su ogni singolo sottosistema assicurandosi che:

- siano state considerate tutte le modalità di difetto e le loro conseguenze e che queste siano state, dove possibile, contenute o eliminate;
- siano state prodotte informazioni in *design review* per l'analisi della manutenibilità e per l'analisi quantitativa dell'affidabilità e della disponibilità della sicurezza del prodotto;
- siano disponibili i dati per redigere manuali d'uso e di servizio;
- siano disponibili i dati per l'analisi del rischio e della sicurezza, organizzati criticamente e per argomento.

### *PERCORSO DI ANALISI FMEA*

Per procedere all'esame delle tipologie di guasto e all'analisi dei loro effetti bisogna seguire un percorso del tipo:

1. Identificare l'intero sistema.
2. Identificare ogni componente, ogni sottosistema, ogni gruppo.
3. Elencare ogni modo in cui ogni elemento identificato può fallire.
4. Valutare in quale modo la problematica appare all'utilizzatore
5. Stabilire quali effetti possono avere i guasti sul prodotto, sull'ambiente o sulle persone in tutte le possibili applicazioni.
6. Classificare ogni effetto per gravità di conseguenze.
7. Descrivere le protezioni.
8. Stimare e classificare le probabilità di guasto.
9. Definire e classificare la possibilità di scoprire in anticipo in guasto.
10. Comparare la probabilità, la gravità e la possibilità di scoperta preventiva del guasto.
11. Stabilire le modalità di (dalla revisione di progetto alle avvertenze d'uso).

La FMEA non richiede speciali risorse, apparecchiature o grandi team di esperti ed è quindi utilizzabile anche nella piccola industria, ma la validità dei suoi risultati è legata a quei piccoli accorgimenti e quelle particolari attenzioni che devono riuscire a renderla il più possibile attinente alla realtà.



### TEAM DI ANALISI FMEA

Un primo aspetto importante si rivela quello della capacità del team di formulare domande e risposte in modo oggettivo ed equilibrato (ad esempio, risulta spesso difficile per i progettisti di un sistema immaginare e riconoscere le debolezze intrinseche del sistema che loro hanno progettato). Inoltre la FMEA deve necessariamente essere realizzata da personale esperto in grado di criticare le soluzioni realizzative e offrire soluzioni potenzialmente migliori.

L'approccio alla FMEA fornito da un gruppo che lavora in *brainstorming* risulta, in generale, più incisivo rispetto alla somma dei contributi di singoli esperti che lavorano autonomamente. Si raccomanda infine che il gruppo FMEA coinvolga personale proveniente da differenti realtà lavorative in modo da poter sfruttare le sinergie derivanti da tale condizione.

In particolare si consiglia un gruppo di lavoro composto dalle seguenti figure:

1. *Ingegnere di processo*

- fornisce inizialmente le descrizioni tecniche del processo
- aiuta a preparare le *flow charts*, i documenti aziendali, le soluzioni realizzative di processo
- definisce problemi di processo
- fornisce un valido input su modi e cause di guasto del processo
- fornisce indicazioni sulle frequenze e sulle gravità dei vari modi di guasto

2. *Ingegnere di qualità*

- ha familiarità con problemi di produzione e con i controlli dei processi
- fornisce indicazioni di precedenti esperienza su situazioni simili
- fornisce un valido input sulle modalità e sull'efficienza dei controlli

3. *Ingegnere di prodotto*

- fornisce schemi tecnici e specifiche di prodotto
- fornisce un valido input sugli effetti del modo di guasto e sulle loro gravità

4. *Elemento "Jolly"*

- è un ingegnere, supervisore o ispettore con conoscenze di processi analoghi
- incita la discussione nel gruppo e ne mantiene l'attenzione sull'argomento trattato
- conserva una visione d'insieme del lavoro del team

### *LE FASI DELLA FMEA*

Da un punto di vista strettamente operativo, la FMEA potrà essere realizzata seguendo le tre fasi di processo:

#### *I° fase*

- ✓ definire le aspettative, la metodologia realizzativa e le responsabilità dell'analisi
- ✓ definire le fasi del processo e la documentazione di layout
- ✓ raggruppare tutti i modi potenziali di guasto (*potential fault modes*)

#### *II° fase*

per ciascun modo di guasto (*fault modes*)

- ✓ discutere e definire gli effetti (*effects*) sul processo
- ✓ rilevare e definire le cause (*fault causes*) generatrici del modo di guasto
- ✓ discutere e definire i metodi di identificazione e valutazione del guasto
- ✓ valutare e quantificare la gravità sul sistema di tale modo di guasto (*severity*)
- ✓ valutare e quantificare la probabilità di verificarsi di ogni causa di guasto (*probability*)
- ✓ valutare e quantificare la probabilità che i sistemi di controllo del processo hanno di rilevare il modo o la causa di guasto (*accurency*)

#### *III° fase*

- ✓ definire una metodologia per il confronto della gravosità dei differenti modi di guasto
- ✓ ordinare i modi di guasto potenziali in base alla gravosità
- ✓ sviluppare una strategia che riduca l'effetto e/o la causa dei modi di guasto più gravosi
- ✓ valutare come le azioni correttive incidano sul modo di guasto relativo
- ✓ ripetere le operazioni di confronto e correzione fino al raggiungimento del livello di affidabilità desiderata

### L'UTILIZZO DEI PARAMETRI

Per quantificare le grandezze in gioco (la gravità e le probabilità di accadimento e di individuazione) si ricorre alla definizione di parametri empirici di confronto e all'impiego di *scale empiriche*. L'utilizzo di questi parametri consente di trasformare la FMEA, da una analisi di tipo puramente qualitativo equivalente ad una lista di potenziali *item*, ad uno studio più raffinato in grado di confrontare tra loro le diverse cause di guasto e disporle per criticità. Questo nuovo strumento prende il nome di F.M.E.C.A., dove la lettera C aggiuntiva sta proprio per "criticality". Nello specifico, i parametri utilizzati sono:

Per *gravità* (o severità) associata ad una modalità di guasto si intende il rischio che provocherebbe sul sistema quella particolare modalità di disfunzione qualora venisse a manifestarsi indicando con *1* quella modalità di anomalia che non implicherebbe alcuna forma di disfunzionamento del sistema completo (relativo a quelle disfunzioni su cui si concentra l'attenzione della particolare FMEA in oggetto) e con *10* quelle modalità che comportano danni di massima criticità del sistema.

Gravità	Indice	Criterio
Pericoloso	10	La sicurezza è immediatamente interessata dal manifestarsi del difetto; Incompatibilità con le norme legislative
Serio	9	Potenziali effetti pericolosi; il danno si manifesta in modo non graduale; compatibilità a rischio con le norme legislative
Estremo	8	Cliente veramente insoddisfatto: il prodotto è impossibilitato ad operare sebbene resti sicuro; sistema globale non operativo
Maggiore	7	Cliente insoddisfatto: il prodotto opera in condizioni di sicurezza sebbene le performances siano gravemente ridotte
Significativo	6	Il cliente ha alcune insoddisfazioni: diminuzione delle funzionalità essenziali del sistema
Moderato	5	Calo di confort avvertito dal cliente: il sistema perde parzialmente delle sue funzionalità principali o secondarie
Minore	4	Il cliente ha noie di entità minori: minori effetti sul prodotto e sulle sue prestazioni
Lieve	3	Il cliente si accorge del difetto: effetti di lieve entità sul prodotto e sulle sue prestazioni di secondario interesse
Molto lieve	2	Il cliente non si accorge del difetto: effetti lievissimi o non rilevabili sulle prestazioni del sistema
Nessuno	1	Nessun effetto significativo

*Esempio di scala empirica utilizzabile per modulare la gravità di un modo di guasto*

Per *ricorrenza* si intende la probabilità di manifestarsi di detta causa associando 1 a quelle cause che hanno una probabilità ragionevolmente trascurabile di verificarsi e 10 a quelle cause che risultano praticamente certe di presentarsi.

Ricorrenza	Indice	Difetti	Criterio
Quasi certa	10	> 1 su 2	Difetto che si manifesta quasi certamente
Molto alta	9	1 su 3	Numero di probabili difetti molto elevato
Alta	8	1 su 8	Numero di probabili difetti alto
Mediamente alta	7	1 su 20	Numero di probabili difetti mediamente alti
Medio	6	1 su 80	Numero di difetti rientranti nella media
Basso	5	1 su 400	Moderato numero di difetti
Lieve	4	1 su 2000	Difetti occasionali, ma degni di attenzione
Molto lieve	3	1 su 15.000	Difetti occasionali e sporadici
Remoto	2	1 su 150.000	Remota possibilità di manifestarsi dei difetti
Nessuno	1	1 su 1.500.000	Nessuna possibilità di manifestarsi dei difetti

*Esempio di scala empirica utilizzabile per modulare la ricorrenza di una causa di guasto*

Per *rilevabilità* si intende l'efficienza che presentano i sistemi di controllo del processo/prodotto nel riscontrare una eventuale disfunzione nel processo/prodotto, ossia la probabilità che tali sistemi hanno di rilevare il guasto impedendo la messa in circolazione di un prodotto difettoso.

La rilevabilità è espressa in una scala semiempirica con estremi 0-10, indicando con 1 quei difetti che non hanno alcuna ragionevole probabilità di superare i sistemi di controllo (ossia alta rilevabilità), valutando 10 quelle disfunzioni che non possono essere riscontrate dagli attuali sistemi di verifica, ossia con bassa rilevabilità.

Rilevabilità	Indice	Probabilità che un difetto raggiunga il cliente	Criteri
Quasi Certo	10	1 su 2	Nessuna possibilità di rilevare i difetti:

Molto alto	9	1 su 3	Remota possibilità di rilevare i difetti
Alto	8	1 su 8	Sistemi rilevazione poco efficienti
Moderato alto	7	1 su 20	Sistemi rilevazione scarsa efficienza o fortemente limitati dai controlli a campione
Medio	6	1 su 80	Sistemi rilevazione bassa efficienza con parziale limitazione dei controlli a campione
Basso	5	1 su 400	Sistemi rilevazione bassa efficienza o parzialmente limitati dai controlli a campione
Lieve	4	1 su 2.000	Sistemi di rilevazione mediamente efficienti
Molto lieve	3	1 su 15.000	Sistemi di rilevazione molto efficienti
Remoto	2	1 su 150.000	Sistemi di rilevazione estremamente efficienti
Quasi impossibile	1	1 su 1.500.000	Tutti i difetti sono rilevati

*Esempio di scala empirica utilizzabile per modulare la rilevabilità di una causa di guasto*

Sebbene esistano delle tabelle comparative che forniscono un utile supporto per la corretta definizione di scale empiriche come quelle fornite, il loro concreto impiego va verificato alla luce della particolare situazione in esame. Ad esempio, una probabilità di manifestarsi di una su un milione può apparire trascurabile (e quindi con indice di probabilità "1") nel caso di una produzione globale di quale migliaia di pezzi, mentre diventa significativa se la produzione è del milione di pezzi. Quindi si faccia soprattutto attenzione a mantenere una omogeneità di valutazione scegliendo i valori empirici in modo da fornire una equilibrata valutazione del fenomeno

### *IL CALCOLO DEL RISCHIO*

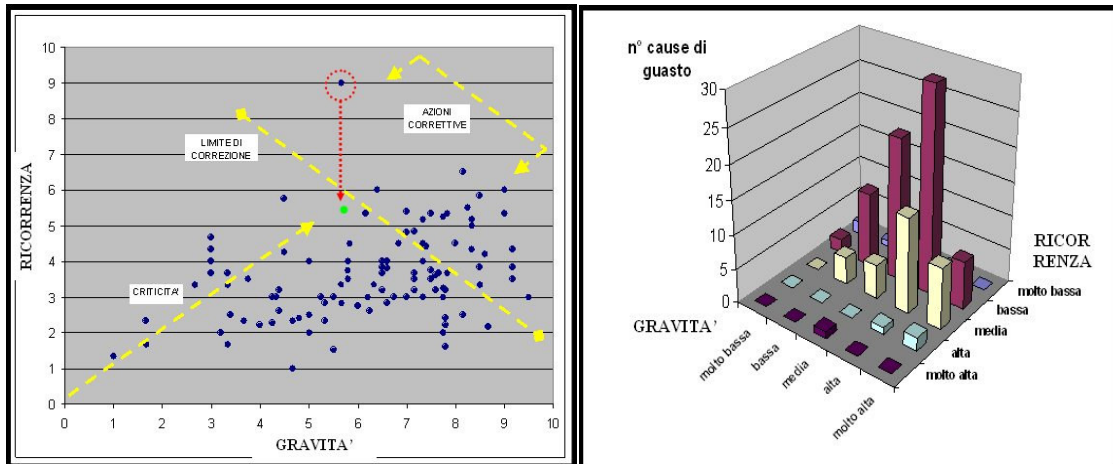
Grazie ai coefficienti si ottiene un Indice di Rischio (*Risk Priority Number*) in grado di uniformare modalità e cause di guasto disomogenee al fine di confrontarle tra loro e indicare quale siano le principali ragioni di rischio fornendo delle indicazioni di priorità nell'azione correttiva e che assume, solitamente, la seguente forma:

$$\text{Indice di Rischio} = (\text{Indice di Gravità}) \times (\text{Indice di Ricorrenza}) \times (\text{Indice di Rilevabilità})$$

Dopo aver valutato in tale modo un indice di rischio per ogni binomio modo di guasto / causa di guasto, si ha a disposizione una scala di rischio per definire le priorità di intervento.

L'intervento consiste nella scelta di un rimedio che consenta almeno uno dei seguenti risultati:

- ✓ ridurre la gravità con cui il modo di guasto relativo si manifesta all'utente (ad esempio, riprogettando il prodotto)
- ✓ ridurre la probabilità che la causa di guasto sia presente (ad esempio, modificando il processo)
- ✓ aumentare la probabilità che il difetto venga rilevato dai controlli (ad esempio, inserendo ulteriori controlli)



**esempio di utilizzo dell'Indice di Rischio: a) matrice di criticità del sistema; b) riduzione di gravità di una causa di guasto –linea rossa**

Sebbene per abbassare rapidamente l'indice di rischio convenga in generale agire contemporaneamente sui tre coefficienti, spesso questa operazione può dimostrarsi complessa o costosa. Ma osservando i valori degli indici è possibile avere una indicazione di dove converrebbe intervenire. Ad esempio, potrebbe risultare più semplice diminuire di molti punti l'indice di rilevabilità migliorando il sistema di controllo piuttosto che riprogettare il componente e/o processo cercando di abbassare la gravosità anche di un solo punto.

L'analisi FMEA consente quindi di proporre, contemporaneamente, miglioramenti tanto al prodotto quanto al processo e non si limita solo a questo. Infatti, nel momento stesso in cui si è definito ogni singolo miglioramento, il gruppo di analisi cercherà di stimare come gli indici FMEA saranno modificati dal cambiamento realizzativo suggerito. Mediante questo procedimento a *feedback* risulta possibile prevenire la diminuzione di criticità del sistema aprioristicamente rispetto alla reale modifica del processo.

La FMEA si intende conclusa quando la criticità è valutata essere al di sotto del limite desiderato, fatta salva la necessità di monitorare la fase di implementazione delle modifiche proposte al fine di verificare l'esistenza di discrepanze tra i miglioramenti previsti e quelli concretamente ottenuti.

Si consideri infine come nell'implementare modifiche del processo o prodotto suggerite dal manifestarsi di una particolare causa di guasto porta spesso verso una variazione degli indici FMEA relativi anche ad altre cause di guasto (e, in genere, concorre ad abbassarne la criticità). Il procedimento proposto di continuo ricalcolo di tutti gli RPN consente così di raggiungere a volte rapidamente i risultati auspicabili.

**LE TABELLE CONCLUSIVE**

Portando a termine lo studio FMEA si ottengono i risultati in forma di tabella con:

- il componente
- il tipo o modo di guasto
- la causa del guasto
- i modi in cui è possibile occuparsi del guasto
- l'esistenza di contromisure previste in progettazione
- l'effetto del guasto
- la probabilità di accadimento
- la gravità delle conseguenze
- la possibilità di individuazione
- l'indice di rischio e la priorità di intervento
- le azioni correttive
- la data in cui sono state /saranno apportate le azioni correttive

<b>FMEA PROCESSO</b>		<b>DI</b>	<b>Prodotto :</b>		<b>Codice :</b>		<b>Riferimenti :</b>		<b>Emesso da :</b>						
<input type="checkbox"/> Nuovo <input type="checkbox"/> Esistente		<input type="checkbox"/>							<b>Rev. :</b>						
<b>Funzioni partecipanti :</b>			<b>Resp. FMEA :</b>		<b>PROD :</b>		<b>A.Q.</b>		<b>Data :</b>						
				<b>Stato attuale</b>				<b>Azioni correttive/ preventive</b>			<b>Risultati azioni</b>				
Fase del processo produttivo	N.C. sul processo	Effetti della n.c.	Cause della n.c. sul processo	Misure di controllo	P	G	R	Indice di priorità	Azioni di miglioramento raccomandate	Responsabilità e tempi per l'attuazione azioni	Azioni intraprese e tempi di realizzazione	P	G	R	Indice di priorità di

*Esempio di documento standard per la FMEA*

La FMEA è uno strumento di qualità utilizzato per porre correzioni su ogni singolo componente ma non è efficace quando più effetti, di diversi componenti, si combinano tra loro. In queste occasioni si è soliti servirsi della FTA, una procedura che tiene in considerazione eventi la concomitanza di eventi incidentali.



## GLI ALBERI DI GUASTO (FTA)

---

La Fault Tree Analysis, o FTA, identifica e quantifica le relazioni causa-effetto negli elementi del prodotto o del processo realizzativo seguendo il principio che molti incidenti/difetti sono generati da una sequenza di eventi identificabile che può essere analizzata attraverso un albero logico. E' un metodo deduttivo (*top-down*) che parte da un guasto ipotizzato dall'analista (*top event, TE*) e procede a ritroso lungo la catena degli eventi, attraverso il sistema, per identificare le possibili cause che l'hanno generato. In questa tecnica il funzionamento o il malfunzionamento del sistema e le relazioni con eventi esterni che possono causare dei difetti vengono sistematicamente individuati e schematizzati utilizzando simboli che definiscono precise relazioni logiche e funzionali (*albero del guasti*). Essi sono veri e propri operatori logici (fig. 6) che vengono denominati passaggi o ingressi (*gate*):



*Alcuni dei simboli utilizzati nella realizzazione degli alberi di guasto*

### L'UTILIZZO DELLA FTA

La probabilità di funzionamento o di malfunzionamento dei singoli componenti e relativa a ciascuna causa incidentale viene quindi utilizzata per stimare le probabilità di fallimento dell'intero sistema. In questo modo la FTA permette un approccio oggettivo per:

- analizzare un sistema complesso
- ricercare l'incidenza delle cause di difettosità
- indagare su le conseguenze di eventi contemporanei
- dimostrare la coerenza del progetto con gli standard di sicurezza
- effettuare studi sulle possibili sostituzioni
- giustificare alterazioni e modifiche del sistema

L'FTA può essere utilizzata tanto per la progettazione di prodotti e processi nuovi che per il loro miglioramento.

La FTA prende avvio dalla perfetta conoscenza del sistema fisico, con particolare riferimento:

- alle relazioni funzionali tra i sottosistemi
- alle cause esterne e interne che portano al guasto
- ai differenti modi di manifestarsi del guasto

- all'incidenza del guasto (dati sull'affidabilità)
- alle conseguenze del guasto (dati sulla sicurezza)

La FTA consente di ottenere sul sistema una valutazione di tipo:

- qualitativo: tutte le combinazioni degli eventi che conducono al top event possono essere trovate. I suoi limiti non sono perciò inerenti alla procedura, ma alla competenza e alla accuratezza di chi la usa. Il risultato dell' FTA è realistico e perciò significativo, finché è possibile descrivere il sistema e il suo comportamento di insuccesso funzionale come una catena causale di effetti.
- quantitativo: con l'aiuto dei parametri di affidabilità (probabilità di guasto o non disponibilità del sistema), può essere calcolata la frequenza di un evento richiesto deducendola sia dalle loro osservazioni (per esempio prova di laboratorio o esperienza del campo) sia da sorgenti di dati rilevanti.

Per ottenere risultati compatibili e limitare l'arbitrarietà del soggetto preposto allo sviluppo di un albero dei guasti, è necessario stabilire specifiche procedure. L'analisi procederà secondo la seguente procedura semplificata:

1. Analisi del sistema e delle relazioni funzionali tra i sottosistemi
2. Definizione del *top event* (TE) da studiare e prevenire
3. Determinare gli eventi primari e secondari che potrebbero causare il top event
4. Preparazione del *albero dei guasti*
5. Quantificazione della probabilità di ciascun evento
6. Calcolo della probabilità del *top event*

### LE FASI DELLA FTA

La FTA è realizzata attraverso diverse fasi

*1° passo:* analisi del sistema

Un FTA presuppone l'esatta conoscenza dei processi funzionali in situazione di normale attività del sistema tenendo conto delle sue relazioni con l'ambiente. Tutte le funzioni coinvolte devono esser mostrate e legate a tutti gli elementi del sistema. Dovranno quindi essere considerati in modo appropriato i *target di performance* e le tolleranze di ciascuna delle

funzioni: i documenti tecnici, le specifiche di performance e i disegni costruttivi diventeranno strumenti indispensabili ed insostituibili; la creazione di diagrammi funzionali a blocchi consentirà di illustrare le connessioni tra i sottosistemi e le influenze di interfaccia. Il sistema si trova a dover rispettare e mantenere i requisiti funzionali sotto l'influenza di condizioni ambientali specifiche non strettamente attinenti agli aspetti tecnici del sistema, che andranno considerate con particolare attenzione alla interdipendenza e cooperazione degli elementi nella creazione e determinazione delle funzioni, alla reazione alle condizioni ambientali, alle reazioni in caso di guasti interni o guasti attribuibili alle fonti sostenenti il sistema stesso.

### *II° passo: definizione del top event*

La significatività della FTA dipende dalla capacità di riconoscere e definire ogni *top event* importante. Per la determinazione del top event esistono due modi alternativi:

- un *approccio preventivo*, utilizzato soprattutto in fase di prima progettazione di prodotti nuovi o processi alternativi, dove la definizione dei *top event* scaturisce dalla verifica teorica di non conformità del prodotto o del processo rispetto alle funzioni richieste, rispetto alla necessità di soddisfare specifici requisiti di qualità e sicurezza;
- un *approccio correttivo*, particolarmente adatto alle fasi di riprogettazione e miglioramento di prodotto o di processo, dove il *top event* viene definito sulla base di un guasto già insorto oppure di un problema già verificatosi sul sistema.

Nel momento in cui sia stata già predisposta o conclusa un'analisi dei modi di guasto tipo FMEA, l'FTA potrà prendere avvio sulla base degli stessi dati ricavati dall'FMEA sui modi di guasto.

### *III° passo: determinazione degli eventi base*

Dopo la definizione del *top event* di interesse, tutti i modi di guasto riconosciuti durante la fase di analisi del sistema sono da riconsiderare per verificare se abbiano davvero importanza per quel particolare *top event*: in questo modo il modello di albero dei guasti in corso di definizione si differenzia tenendo conto dello specifico *top event* di interesse.

Si consideri inoltre come per l'elaborazione di una FTA dettagliata, in presenza di componenti soggetti a diverse cause di guasto, non è possibile usare il concetto di un solo tipo di guasto per il componente come evento base poiché modi di guasto differenti di uno stesso componente possono avere effetti completamente diversi sul top event o persino non avere alcun effetto.

### *IV° passo: preparazione dell'albero dei guasti*

Utilizzando simboli di collegamento come le *porte logiche* e gli eventi intermedi, si sviluppa l'*albero di guasto* che a partire dal top event, scende attraverso gli eventi intermedi fino ad arrivare agli eventi base, eventi non ulteriormente scomponibili. In questo modo si è creata

una struttura di connessione tra gli eventi in grado di trasformare in un modello logico il modello fisico di guasto.

I livelli più alti rappresentano effetti funzionali mentre quelli più bassi si riferiscono a carenze di materiali o a malfunzionamento dei componenti standard del prodotto. Le parti mediane riflettono le caratteristiche del progetto e possono, se necessario, essere cambiate.

#### *V° passo: quantificazione delle probabilità*

Ma per trasformare l'FTA da metodo qualitativo di studio delle interrelazione tra i sottosistemi ad uno strumento rigoroso di calcolo probabilistico è necessario definire il *periodo temporale* di riferimento del *top event* e la probabilità di accadimento di ciascun evento base presente nell'albero dei guasti. A questo scopo si può:

- contattare il fornitore del sottosistema
- ricorrere a manuali specifici validi per componenti analoghi
- effettuare prove e studi di affidabilità
- utilizzare ipotesi semplificative

Nel caso di componenti con più modi di guasto, se non sono disponibili informazioni quantitative, è consigliabile riferirsi alla probabilità di guasto complessiva di un componente come stima della più elevata probabilità del singolo modo di guasto.

#### *VI° passo: calcolo della probabilità del top event*

Il calcolo della probabilità del *top event* può essere effettuato seguendo le procedure descritte in DIN 25424, Parte 2. Nel caso di situazioni complesse può rivelarsi necessario il supporto di programmi di calcolo specifici (es. *codici montecarlo*). La conoscenza della probabilità di verificarsi di ogni evento permette ai *decision makers* di avere un valori oggettivi su cui fondare le proprie scelte. Allo scopo di determinare quale azione correttiva sia richiesta, i risultati dell'FTA riguardanti la probabilità di guasto del *top event* devono essere paragonati ai requisiti qualitativi e quantitativi. Per dimostrare e assicurare il successo di ogni intervento migliorativo bisogna eseguire un nuovo calcolo di Fault Tree verificando il raggiungimento dell'obiettivo sia stato assicurato .

### **ULTERIORI CONSIDERAZIONI**

Come ogni strumento la FTA ha i suoi limiti che vanno tenuti in considerazione per comprendere la validità dei risultati. In particolare occorre precisare che nella FTA:

1. per ogni evento iniziatore della catena incidentale sono previsti i due soli livelli di successo o insuccesso mentre nella realtà possono esistere situazioni più complesse quali, ad esempio, il funzionamento a capacità ridotta di un componente;
2. la struttura ad albero porta con sé l'ipotesi implicita di guasti base considerati indipendenti gli uni dagli altri;
3. l'utilizzo di probabilità costante di guasto, comune nella pratica, comporta l'adozione di un modello di andamento dei guasti indipendente dal tempo di funzionamento (modello esponenziale), non sempre valido specie per analizzare difetti di fabbricazione oppure di problematiche di usura.

## APPENDICE II. UTILIZZO DEL CODICE LS-DYNA

---

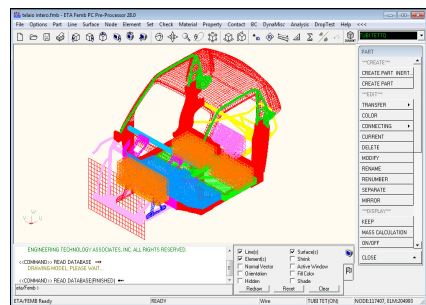
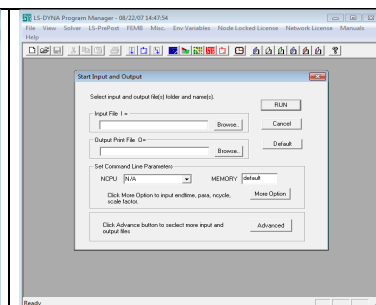
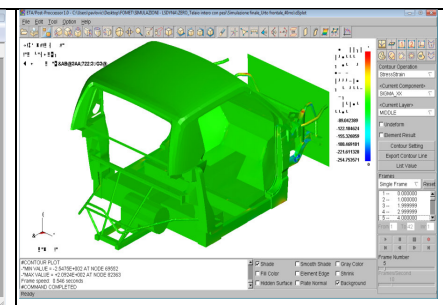
### INTRODUZIONE

LS-DYNA è un software multifunzionale per esecuzione esplicita e implicita l'integrazione numerica di analisi dinamica non lineare delle strutture, che iniziò a svilupparsi nella metà degli anni settanta presso il Lawrence Livermore National Library. Si tratta di uno dei software più famosi e meglio che risolve i problemi multi- fisici, sia come compositi o come fenomeni distinti. Anche se ha sviluppato alcuni algoritmi per l'integrazione implicito, la LS-DYNA è ancora più noto per la soluzione di problemi numerici metodo esplicito. Poiché gli algoritmi sviluppati per risolvere i problemi di contatto, la LS-DYNA è vasta applicazione nel settore automobilistico, in particolare nel crash test simulati. Poiché questo è un campo di applicazione ampio, questo documento tratta solamente l'uso del software per risolvere i problemi di contatto e alcune altre applicazioni necessarie per la realizzazione di crash test.

Ci sono molti prodotti che nel proprio scenario operativo, o in fase di omologazione / certificazione, vengono sottoposti a condizioni assimilabili a urti o impatti: basta pensare ai crash test automobilistici, ma anche a drop test nel campo di prodotti elettronici di largo consumo o a condizioni di scoppio o balistiche nel caso di prodotti militari. Quando un sistema è sottoposto a sollecitazioni variabili repentinamente nel tempo, in modo non-periodico, non è possibile prevederne in modo accurato il comportamento tramite analisi statiche "equivalenti" o vibrazionali: la simulazione dinamica transitoria è la sola via percorribile. Spesso accade che a sollecitazioni fortemente variabili nel tempo siano abbinate sorgenti di non-linearità (assorbimento di energia dovuto a grandi plasticizzazioni, contatto tra parti, etc.). In questi casi si parla di simulazioni di impatto o crash in senso stretto, e si entra nel campo di azione dei codici di calcolo FEM detti "espliciti".

Lo sviluppo di hardware sempre più performante a basso costo e l'estrema parallelizzazione del calcolo consentita dai software espliciti di ultima generazione rendono possibile la simulazione di problemi di impatto su sistemi molto complessi e finemente schematizzati in tempi relativamente brevi. Diventa quindi possibile simulare più varianti di progetto e valutare nell'ambiente virtuale la configurazione più promettente da sottoporre al test fisico di omologazione, con ragionevole garanzia che se la prova è stata superata nell'ambiente virtuale lo sarà anche in condizioni di prova reale. Se si considera che i crash test sono di tipo distruttivo e che l'elaborazione delle modifiche da apportare in caso di un eventuale fallimento del test spesso non sono affatto intuitive, si comprende come ormai sia diventato un procedimento standard l'impiego del CAE in questo settore.

Ls-Dyna v 971 è un codice esplicito agli elementi finiti dedicato all'analisi dinamica di strutture meccaniche in campo non lineare, particolarmente adatto allo studio di fenomeni che si evolvono molto velocemente nel tempo, quali sono i crash automobilistici. Prodotto è disponibile nelle versioni per Unix, Windows e Linux, ciascuna delle quali si compone essenzialmente di tre moduli separati, ognuno legato ad una fase tipica del lavoro con un codice ad elementi finiti:

		
<p><i>Preprocessing:</i> Definizione del modello</p>	<p><i>Calcolo</i> Analisi numerica</p>	<p><i>Postprocessing</i> Analisi dei risultati</p>

Il codice, nella sua versione 971, è stato testato sia su UNIX sia su Windows, rivelando piccole differenze sia per la fase di preprocessore che per quella di postprocessor. Acquisizione della geometria: è possibile sia generare la geometria del modello all'interno del preprocessore stesso, sia importarla da altri formati diversi da quello standard di Ls-Dyna 3D. Per quanto riguarda quest'ultima possibilità, il FemB permette l'acquisizione di file \*.igs, \*.dxf e \*.unv, creati con altri preprocessore, oltre al formato \*.nas, utilizzato dal NASTRAN. LSIngrid, invece, offre anche la possibilità di leggere file realizzati con NASTRAN, PATRAN, ANSYS, HyperMesh, invece, s'interfaccia con NASTRAN, PATRAN, ANSYS, Pamcrash, Radioss, Catia ed altri. Inoltre, possibilità da non sottovalutare, LS-Ingrid, HyperMesh e Oasys Primer permettono di effettuare l'acquisizione di più modelli per ciascuna sessione di lavoro, per poterli opportunamente combinare in maniera semplice ed intuitiva (si pensi al posizionamento di un dummy in un autoveicolo), tale possibilità non è offerta dal FemB.

Modellazione agli elementi finiti: dal modello geometrico, la struttura è discretizzata, divisa cioè in nodi, a loro volta collegati da elementi il cui comportamento è noto e tale da garantire sia la continuità degli spostamenti (nel senso che gli spostamenti dei punti giacenti su un lato comune a più elementi deve essere funzione solo dei nodi che delimitano il suddetto lato, e non del particolare elemento considerato), sia la possibilità di avere spostamenti di corpo rigido. In questa fase occorrerà scegliere per ciascuna parte del modello il tipo di elemento più opportuno (membrana, solido, ecc.) nonché il materiale di cui essa dovrà essere composta. La parte della modellazione degli elementi finiti del telaio della macchina elettrica è stato analizzato nei precedenti capitoli. Anche in questo frangente le differenze tra i moduli testati, adottano tutti i materiali e gli elementi previsti da Ls-Dyna 3D; il FemB, invece, prevede la possibilità di gestire solo un numero limitato di materiali. Il codice Ls-Dyna, essendo oltretutto privo di qualsiasi funzione orientata alla definizione di cinture ed airbag.

Definizione dei carichi e delle condizioni cinematiche: sulla struttura discretizzata vanno applicati i carichi, i vincoli e le condizioni di moto, non trascurando di definire con attenzione le "interfacce", cioè le modalità con cui parti della struttura interagiranno tra loro e/o con corpi esterni. I limiti del FemB consentono la definizione di solo una parte dei contatti previsti dal codice, lasciando molte volte all'utente il compito di intervenire direttamente sul file generato, per colmare manualmente eventuali mancanze.

Definizione delle grandezze desiderate in output: è necessario a questo punto decidere quali grandezze registrare in output e con quale frequenza, stando ben attenti a non oltrepassare le reali necessità; è frequente la produzione di dati in eccesso che, oltre a rallentare l'analisi, occupano spazio inutile. È da tener presente, però, che una sottostima della quantità e qualità dei dati da ottenere porta



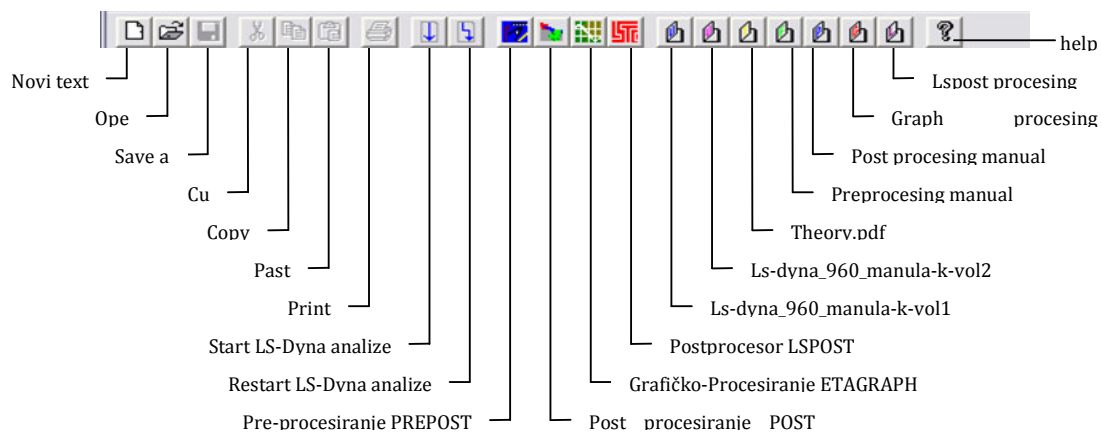
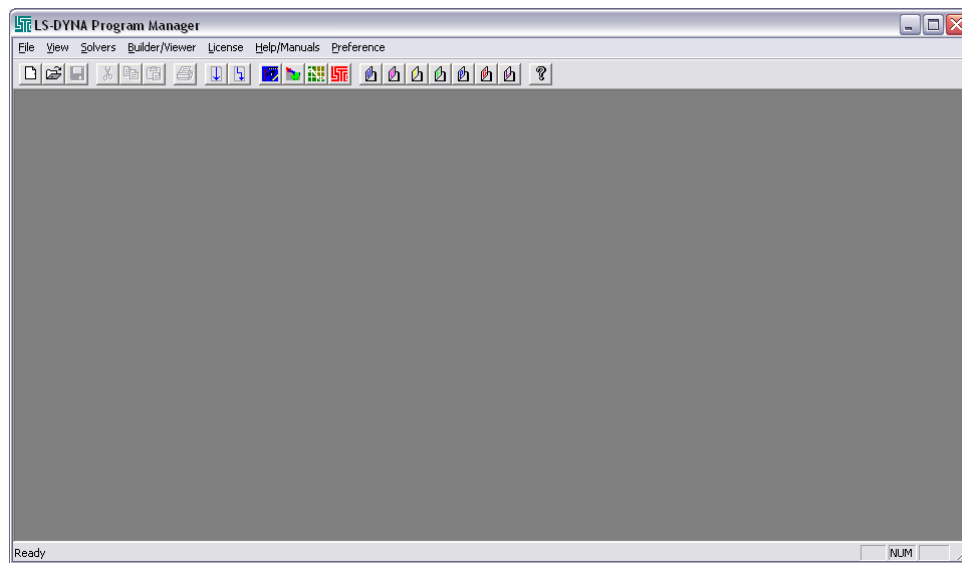


file. Il formato strutturato è quello impostato per default dal solutore; è possibile, comunque, utilizzare il formato keyword avvertendo preventivamente Ls- Dyna 3D. Ciò essenzialmente in due modi: in fase di lancio elaborazione, riportando la parola “ \*KEYWORD ” ovunque sulla riga di comando; oppure, molto più semplicemente, è necessario che “ \*KEYWORD ” sia la prima card contenuta nel file di input. Come detto, l’ordine delle keyword è libera, ma generalmente i moduli di preprocesso ordinano tali keyword in modo che siano raggruppate in base alle funzioni a cui assolvono: si può quindi chiaramente identificare nel file due sezioni: L’area di controllo, nella quale sono riportati i comandi di settaggio delle caratteristiche numeriche “general” dell’analisi che si andrà a svolgere (controllo del timestep, termine dell’analisi, impostazioni dei contatti, etc.) e le impostazioni sui file di output desiderati (quali risultati Ls-Dyna 3D deve salvare e con quale frequenza nel processo di integrazione). L’area di definizione geometrica e fisica del modello, in cui sono fornite le posizioni dei nodi della struttura, gli elementi che li connettono, le parti che riuniscono questi ultimi e i materiali e le proprietà di cui queste sono costituite. Non devono mancare apposite card per l’impostazione dei contatti, dei vincoli e dei carichi agenti. Ogni keyword deve essere riportata in carattere maiuscolo, all’inizio di una riga e deve essere preceduta da un asterisco, “\*”. Ciascuna keyword definisce l’inizio di un blocco di dati, e contemporaneamente delimita il blocco di dati precedenti. In ciascuno di questi, le card devono essere suddivise generalmente in 8 campi di 10 caratteri all’interno di ciascuna delle quali si può adottare qualsiasi formato numerico. Il file, infine, termina con la keyword \*END. Quest’ultima condizione non è essenziale: semplicemente, il solutore interrompe la lettura del file qualora incontri questa keyword. Tale precisazione non è inutile, poiché si è riscontrato che alcuni moduli di preprocessore possono introdurre ulteriori informazioni nel file, dopo la keyword \*END; naturalmente queste (essenzialmente dati sulla geometria del modello o sulla struttura di eventuali dummy presenti) saranno ignorate da Ls-Dyna 3D, ma possono risultare utili per eventuali modifiche successive del modello con i predetti preprocessore. All’interno del modello geometrico è necessario assegnare un numero unico di identificazione ad ogni nodo, elemento, parte, equazione di stato, curva, e così via. Si può notare, ad esempio, come nella card \*ELEMENT sia definito per ciascun elemento un “element identifier” EID e contemporaneamente si richiamano i nodi ID che delimitano l’elemento e la parte a cui tale elemento appartiene (part ID, ciascuna delle quali è definita con una card \*PART). Analogamente, nella caratterizzazione delle parti, per ciascuna di esse sarà necessario riportare la sezione ID (che fa riferimento alle proprietà degli elementi che compongono la parte), il material ID (onde definire il materiale di cui è costituita), l’equazione di stato (ove necessario) e così via. È possibile aggiungere righe di commento (che sono quindi saltate dal solutore in fase di lettura del file), mediante l’inserimento del carattere “\$” nella prima colonna di ognuna.

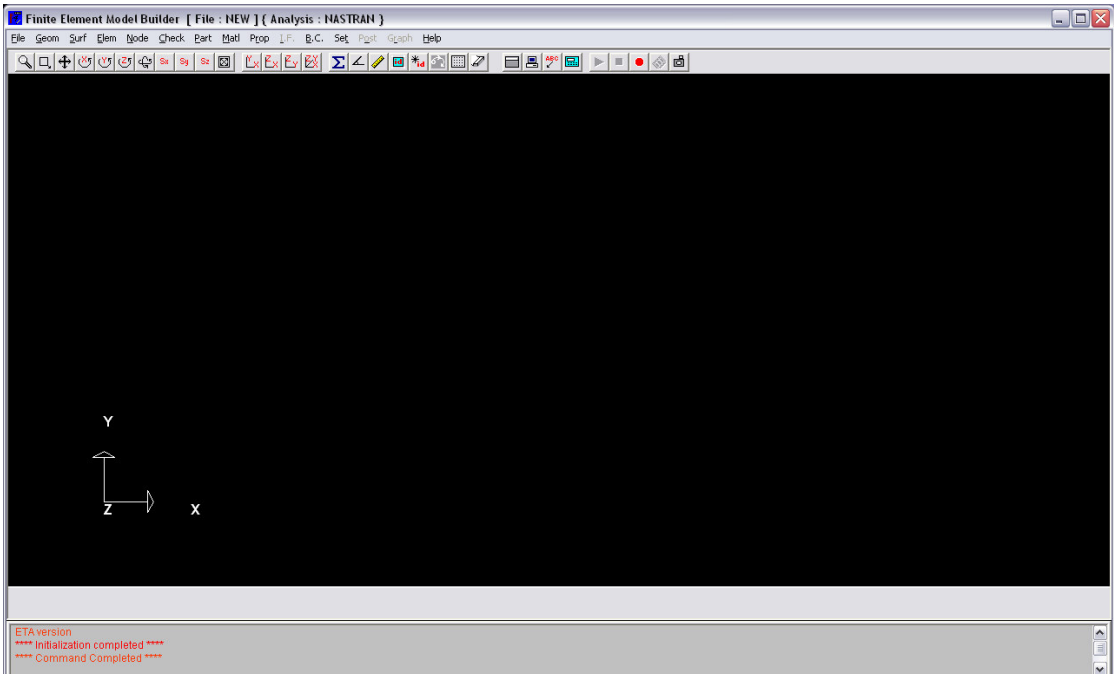
### *LS-DYNA PROGRAM MANAGER*

Ognuno di moduli che possono essere aperti con questo programma, può essere lanciato da manager.exe la barra degli strumenti. A partire manager.exe finestra, mostrata nella figura successiva Selezionando File> New>Open l’editor per generare il file di input.

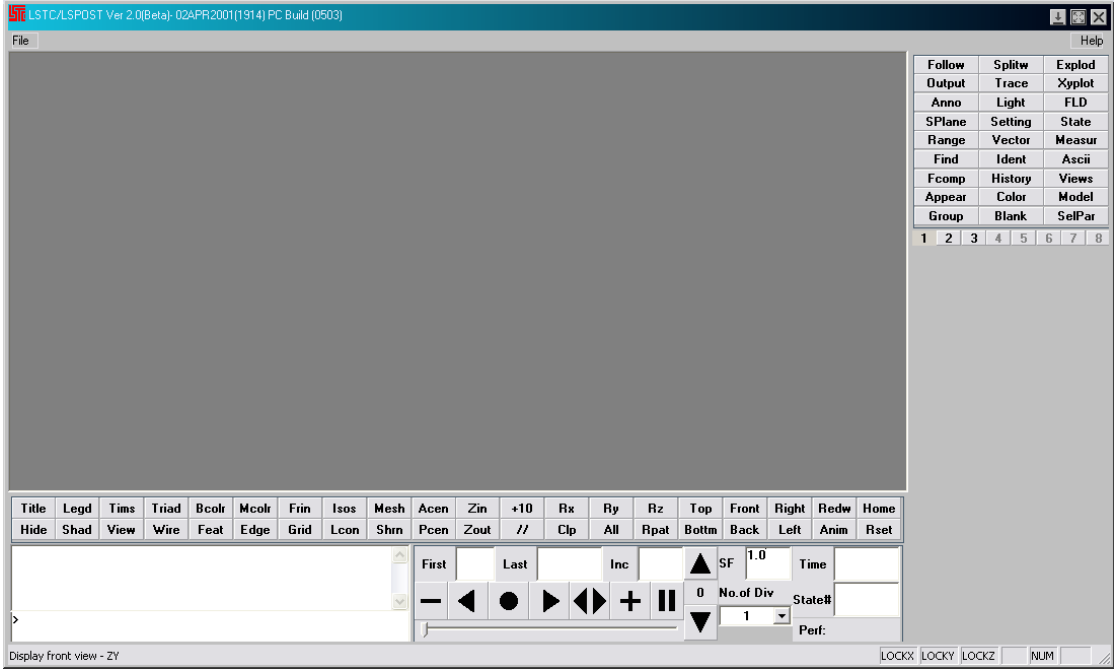
Si riporta la finestra principale del LS-DYNA Program Manager.exe e il Toolbar di LS-DYNA Program Manager con le spiegazioni dei singoli tasti:



La prima icona, andando a sinistra, sono le caratteristiche standard che sono note a tutte le finestre di ambienti Windows. Quindi, queste sono scorciatoie per il nuovo file di input, aprire un file esistente di input, salvare, tagliare, copiare, incollare, stampare. Poi ci sono due icone che chiamano LS-DYNA risolutore, e vengono utilizzati per avviare o riavviare l'analisi. Dopo ci possiamo spostare alle icone che chiamano i moduli corrispondenti alla trasformazione pre e post, e poi le istruzioni di scelta rapida per il loro uso. Istruzioni per l'uso di determinati moduli contengono le descrizioni di tutte le barre degli strumenti, i formati che possono essere caricati e così via. Sono state mostrate la finestra principale del modulo per il trattamento pre e post. Quando dal LS DYNA Program Manager si apre FEMB o ETA grafico POST, si aprirà automaticamente il database open file, che viene utilizzato per aprire un database esistente. Questa opzione può essere disattivata dal menu File.



La finestra principale del modulu etaGraf



La finestra principale del postprocessor lspost.exe

La finestra principale preprocesora Finite Element Builder versione 26 NT è data nella figura sopra. Preprocessore FEMB ha alcune limitazioni sul numero di punti, linee, superficiale nel modello, così la versione 26 del NT, che viene installato nel pacchetto LS-DYNA 960, limitata a 200.000 punti, 100.000 righe. Limitato è anche il numero di nodi e il numero di elementi a 225.000.

Preprocessore FEMB può direttamente convertire diversi formati di file al suo line-neutrale, come IGES (linee e superfici), DXF (linea di file di dati di formato) e PDG (formato standard). Quando si avvia il programma, e vogliamo aprire un file esistente con la geometria e salvare la geometria, vi è la possibilità di aprire / scrivere diverse estensioni, quali:

- |    |                        |        |
|----|------------------------|--------|
| 1. | FEMB data base         | *.fmb  |
| 2. | FEMB linea dat         | *.lin  |
| 3. | IGES line/surface data | *.igs  |
| 4. | DXF linea dat          | *.dxf  |
| 5. | PDGS linea dat         | *.pdgs |

Accanto questo, FEMB può leggere/scrivere anche la data base di entrata per il programmi:

- |    |         |              |
|----|---------|--------------|
| 1. | LS-Dyna | *.dyn; *.dat |
| 2. | Nastran | *.nas        |

### *INTEGRAZIONE DEL TEMPO NEL SOFTWARE LS-DYNA*

In questa sezione, sono fornite solo le informazioni di base che riguardano il postprocessore che vengono installati con il pacchetto software LS-DYNA.

PostGL 1.0. il postprocessore di cui la finestra principale è mostrata sopra è il Postprocessore per i principali risultati ottenuti dal solutore LS-DYNA. Ottimizzato per risultati veloci post-elaborazione per i modelli fino a 250.000 elementi. Ci sono diversi tipi di file che si apre PostGL, l'essere principale PostGL.pp (\*.pp). PP è un file binario che viene automaticamente registrato nella directory di lavoro durante il caricamento di d3plot praticamente un condensato file d3plot record. Inoltre, i file d3plot PostGL può essere caricato, come un file binario di output di base, una versione di LS-Dyna 960 e altri file che vengono registrati nelle analisi LS-DYNA. Infine, può essere una opzione per caricare i file \*. Ex. mp, che include le caratteristiche del modello. Altrimenti, possono essere caricati dai risultati ottenuti da diverse versioni di calcoli LS-DYNA.

PostGL ha una comoda interfaccia che può essere realizzato con le solite funzioni come ad esempio mostrando i risultati dello stress, fatica, energia, diagrammi 2D sistema di risposta, le animazioni in tempo reale e altro ancora. C'è la possibilità di trasferire impressioni PostGL in altre applicazioni, sistemi operativi, come MS Office, ecc.


LSTC / LSPOST v2.0 è un nuovo programma per la post-elaborazione con la finestra principale è mostrata sopra. Qui è possibile caricare diversi tipi di file di output che vengono generati durante l'analisi LS-Dyna, come ad esempio i file di output binari, tempo di risposta del sistema (Time History), diagrammi, e tutti i tipi di file di input generati dal solutore LS-Dyna. In questo modo è possibile analizzare il campione in tutte le fasi di modellazione, soprattutto per generare manualmente il file di input. Poiché si tratta di una nuova versione dell'interfaccia, il pacchetto contiene istruzioni dettagliate, come è il caso con i moduli precedenti, ma la letteratura contiene abbastanza dati per poter cominciare a lavorare con questo programma.

### *I PRIMI PASSI CON SOFTWARE DI ANALISI LS-DYNA*

La procedura del pacchetto software LS-DYNA può essere presentata in tre fasi:

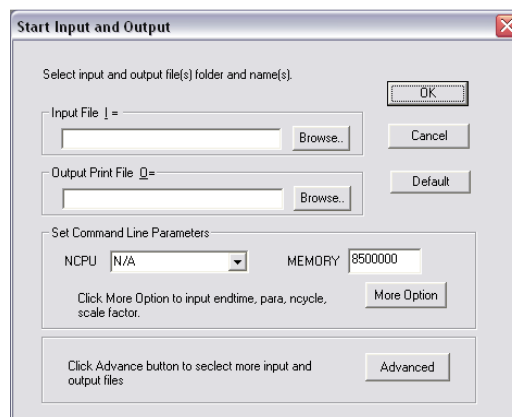
1. Utilizzando preprocesore per la modellazione dei problemi
2. Avvio del LS-Dyna per risolvere i problemi
3. Usando un postprocessore grafico o posprocesore per visualizzare i risultati

Utilizzo di preprocesore per definire il modello non è stato trattato in dettaglio nel presente documento. Partiamo dal presupposto che il file di input è stato creato con qualsiasi editor di testo, LS-DYNA Program Manager o ad uno qualsiasi preprocesore.

Quando la LS-DYNA Program Manager è stato avviato, fare clic sull'icona  nella barra degli strumenti o selezionando.

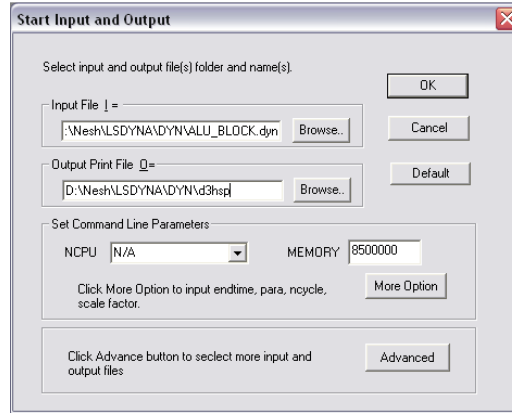
*Solvers>Start LS/DYNA Analysis*

Si aprirà una finestra come questa nella figura. In questa finestra nella parte Set Command Line Parameters, esiste incognita MEMORY che è sempre stata settata su 70 000 0000.



*La finestra per cominciare con la analisi*

Nella parte Input File I= si debba cliccare sul Browse e scegliere un percorso in cui i dati sono dati di input per un problema che vogliamo risolvere. Quando si selezionano i file di input facendo clic su OK nella finestra Apri file di input per aprire la finestra di analisi, Start ingresso e uscita sono definite automaticamente e il file di output nello stesso diretorio dove si trova il file di input.



### Definizione di input e output della analysis

Facendo clic su OK inizia l'analisi. Si apre una finestra DOS come nella figura

```

I=D:\Nesh\LS-DYNA\DYNA\VALU_BLOCK.dyn O=D:\Nesh\LS-DYNA\DYNA\VALU_BLOCK.d3hsp
average cpu time per zone cycle... 0 nanoseconds
average clock time per zone cycle... 171000003 nanoseconds

estimated total cpu time = 0 sec ( 0 hrs 0 mins)
estimated cpu time to complete = 0 sec ( 0 hrs 0 mins)
estimated total clock time = 1191 sec ( 0 hrs 19 mins)
estimated clock time to complete = 1191 sec ( 0 hrs 19 mins)

1 t 0.0000E+00 dt 1.43E-04 flush i/o buffers
697 t 9.9860E-02 dt 1.43E-04 write d3plot file
1394 t 1.9986E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
2091 t 2.9986E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
2788 t 3.9987E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
3485 t 4.9987E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
4182 t 5.9986E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
4879 t 6.9986E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
5000 t 7.1722E-01 dt 1.43E-04 flush i/o buffers
5576 t 7.9986E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
6274 t 9.0000E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
6971 t 9.9999E-01 dt 1.43E-04 write d3plot file
6971 t 1.0001E+00 dt 1.43E-04 write d3dump01 file

***** termination time reached *****
6971 t 1.0001E+00 dt 1.43E-04 write d3plot file

Normal termination
Storage required for explicit solution: 47916

Timing information
CPU(seconds) %CPU Clock(seconds) %Clock
-----
Initialization ..... 0.0000E+00 0.00 0.0000E+00 0.00
Element processing ... 1.0000E+00 100.00 4.0400E-01 93.98
Binary databases ..... 0.0000E+00 0.00 3.1000E-02 6.02
ASCII database ..... 0.0000E+00 0.00 0.0000E+00 0.00
Contact algorithm .... 0.0000E+00 0.00 0.0000E+00 0.00
Contact entities ..... 0.0000E+00 0.00 0.0000E+00 0.00
Rigid bodies ..... 0.0000E+00 0.00 0.0000E+00 0.00
T o t a l s 1.0000E+00 100.00 5.1500E-01 100.00

Problem time = 1.0001E+00
Problem cycle = 6971
Total CPU time = 1 seconds ( 0 hours 0 minutes 1 seconds)
CPU time per zone cycle = 143451 nanoseconds
Clock time per zone cycle = 73877 nanoseconds

Number of CPU's 1
Start time 02/06/2007 09:35:55
End time 02/06/2007 09:35:57
Elapsed time 2 seconds ( 0 hours 0 minutes 2 seconds)

Press CTRL+BREAK to quit ...

```

### LS-Dyna finestra DOS



Nella barra del titolo della finestra, si può vedere il nome del file di input e output, e la finestra mostra lo stato di calcoli LS-DYNA. Quando finisce una analisi, il diretorio di lavoro è scritto per i file di output senza estensioni. I file di output generati da mettere il modello sono i seguenti:

d3hsp - file ASCII in cui sono scritte le operazioni per il risolutore;  
 Messaggio - file ASCII in cui hanno registrato le informazioni sul bilancio;  
 d3plot, d3plot01.... - file binario che dopo debba essere caricato nel postprocessore per la visualizzazione dei risultati;  
 d3dump01 - i file che vengono generati per riavviare l'analisi;  
 ... , d3thdt d3thdt01 - file binario che contiene informazioni sul modello di tempo-risposta.  
 Per la post-elaborazione in termini di campo di visualizzazione dello stress, fatica, ecc, a seconda dei parametri di output predefinito nel file di input, il caricamento su d3plot, a prescindere dall'uso postprocessore.

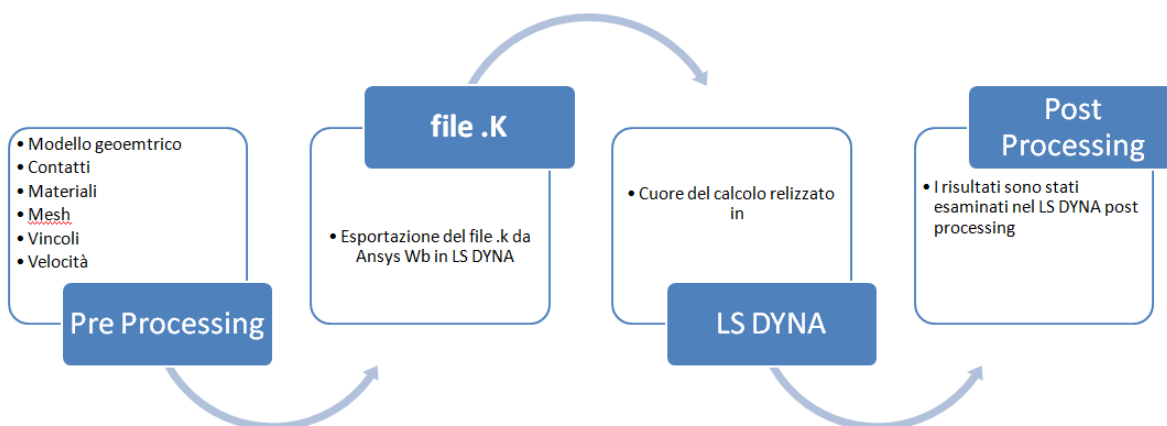
Della LS DYNA Program Manager si può riavviare l'analisi, fare clic sull'icona nella barra degli strumenti o il comando dal menu.

*Solvers> Riavvia LS / Analisi DYNA*

### LA COMPATIBILITÀ DI SOFTWARE ANSYS E LS-DYNA

Software per il pre e post-processing ANSYS v12 è compatibile con il software LS-DYNA. Questa compatibilità si nota sia nel pre che nel postprocessor. Questo significa che la modellazione (preparazione della geometria) e creazione del modello discreto (realizzazione della mesh) si possono realizzare nel Ansys e dopo esportare come file .k nel LS-DYNA. Il passaggio sarebbe quello mostrato nella figura. Per il preprocessore si può usare ANSYS classico oppure ANSYS WB. Da preprocessore (per quale possono essere usati vari software, Ansys, FEMAP, NASTRAN etc.) si dovrebbe riuscire a creare un file .k oppure un file .dyn. Questo tipo di file sarebbe nuovo input per il solutore, in nostro caso LS-DYNA. I risultati ottenuti dalla simulazione numerica possono essere rilaborati sia in post processore di LS-DYNA, come descritto prima, sia in ANSYS.

Per poter vedere i risultati ottenuti è necessario avere nella cartella dei risultati il file .d3plot. La scrittura di questo file viene prima richiesta nel LS-DYNA prima di avvio della simulazione stessa. Dopo di che, questo file che contiene i risultati per ogni nodo della mesh realizzata, si può visualizzare sia in LS-DYNA sia in ANSYS classico. File> Read Input From...



*Passaggio da ANSYS a LS DYNA e viceversa*

Un'altra cosa interessante è la possibilità di avviare la simulazione di crash test tramite ANSYS *ANSYS Mechanical APDL Mechanical Launcher* scegliendo

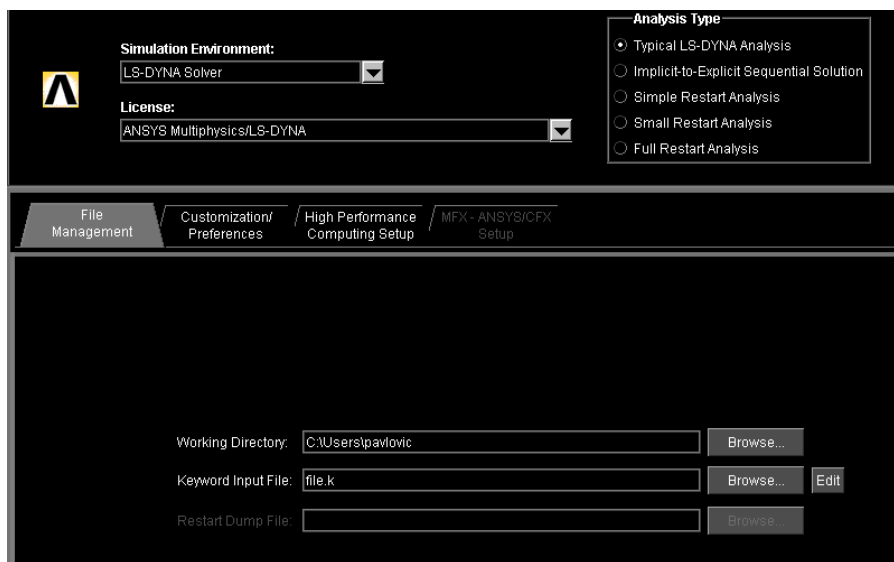
Solution Environment: LS-DYNA Solver

Licence: ANSYS Multiphysics/LS-DYNA

Si possono scegliere tipi di analisi da realizzare, come:

- Typical LS-DYNA Analysis
- Implicit to Explicit Sequential Solution
- Simple Restart Analysis
- Small Restart Analysis
- Full Restart Analysis

Un volta scelta l'analisi si definisce direttorio di lavoro e importa file .k. Nella parte di Computazionale Preferenze si può definire la memoria necessaria per la simulazione seguente e anche numero di processori da usare nella stessa.



La cosa importante durante il passaggio dal ANSYS a LS-DYNA sono le unità di misura, che drasticamente cambiano nel passaggio dal file .k in file .dyn (creato dopo da LS-DYNA) e possono incidere nella correttezza dei risultati. E' necessario durante inserimento dei dati di materiale (e anche altri che dipendono dalla massa e forza), dividere sia la densità che il modulo di elasticità e altre tensioni con  $10^{-3}$ . In questo modo unità di misure in LS-DYNA corrispondono a quelle volute

ANSYS	file k.	LS DYNA
SI	default	(si sceglie)
kg	mg	g
m	mm	mm
s	ms	ms
N	mN	N

## APPENDICE III. PUBBLICAZIONI E BIBLIOGRAFIA

---

- [1]. U.S. Department of Energy; Freedom CAR and Vehicle Technologies, Washington, D.C.; Gen 2008 - EVALUATION OF THE 2007 TOYOTA CAMRY - HYBRID SYNERGY DRIVE SYSTEM; Prepared by: Oak Ridge National Laboratory; Mitch Olszewski, Program Manager
- [2]. Flodin, Wear of spur and helical gears, Doctoral Thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology, S-100 44 Stockholm, 2000.
- [3]. Flodin, S. Andersson, Simulation of mild wear in helical gears, *Wear* 241, 2000, 123–128.
- [4]. Flodin, S. Andersson, A simplified model for wear prediction in helical gears, *Wear* 249 (2001) 285–292.
- [5]. J. Rech, M.A. Djouadi, J. Picot, Wear resistance of coatings in high speed gear hobbing, *Wear* 250 (2001) 45–53.
- [6]. N.A. Wright, S.N. Kukureka, Wear testing and measurement techniques for polymer composite gears, *Wear* 251 (2001) 1567–1578.
- [7]. J. Brauer, S. Andersson, Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach, *Wear* 254 (2003) 1216–1232.
- [8]. M. Kurokawa, Y. Uchiyama, T. Iwai, S. Nagai, Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced polyamide 12, *Wear* 254 (2003) 468–473.
- [9]. K. Aslantas, S. Tasgetiren, A study of spur gear pitting formation and life prediction, *Wear* 257 (2004) 1167–1175.
- [10]. E. Brinksmeier, A. Giwerzew, Hard gear finishing viewed as a process of abrasive wear, *Wear* 258 (2005) 62–69.
- [11]. U.S. Santiago, D.J. Weale, A. Wood, R. Weidig, Design and Evaluation of Novel Test Rig for Analysis of the Dynamics, Load Capacity and Lifetime of High-Performance Plastic Gears, *Proceedings of International Conference on Gears, VDI-Berichte 1904 (2), Munich 2005*, 1185–1202.
- [12]. C.L. Chow, J. Wang, "An anisotropic theory of elasticity for continuum damage mechanics", *International Journal of Fracture*, 33, 3 (1987)
- [13]. P.O. Sjöblom, J.T. Hartness and T.M. Cordell, "On low-velocity impact testing of composite materials", *Journal of Composite Materials*, 22, 30 (1988)
- [14]. G.M. Newaz, W.J. Walsh, "Interrelationships of damage and strain in particulate composites", *Journal of Composite Materials*, 23, 326 (1989)
- [15]. W.J. Cantwell and J. Morton, "The impact resistance of composite materials—a review", *Composites* 22, 347 (1991)
- [16]. S. Abrate, "Impact on laminated composite materials", *Applied Mechanics Review*, 44, 155 (1991)
- [17]. S. Abrate, Impact on laminated composites: recent advances, *Applied Mechanics Review* 47, 517 (1994)
- [18]. M.O.W. Richardson, M.J. Wisheart, "Review of low-velocity impact properties of composite materials", *Composites Part A* 27, 1123 (1996)
- [19]. S. Abrate, "Impact on composite structures", Cambridge University Press, Cambridge (1998).
- [20]. G. Zhou, "The use of experimentally-determined impact force as a damage measure in impact damage resistance and tolerance of composite structures", *Composite Structures*, 42, 375 (1998)
- [21]. Z. Guan, C. Yang, "Low-velocity impact and damage process of composite laminates", *Journal of Composite Materials*, 36, 851 (2002)

- [22]. T-W Shyr, Y-H Pan, "Impact resistance and damage characteristics of composite laminates", *Composite Structures*, 62,193 (2003)
- [23]. B.S.Sugun, R.M.V.G.K. Rao, "Low-velocity impact characterization of glass, carbon and kevlar composites using repeated drop tests" *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 23 (15), pp. 1583-1599. (2004)
- [24]. W.A de Morais, S.N. Monteiro, J.R.M d'Almeida, "Evaluation of repeated low energy impact damage in carbon-epoxy composite materials", *Composite Structures*, 67, 307 (2005)
- [25]. G. Minak, D. Ghelli, Design of a drop-weight machine for composite materials impact testing, In: *Proceedings of the ICCSM5 Congress. Trogir/Split (HR)*, September, 2006
- [26]. *Automotive Safety HandBook*, Secnd Edition, Ulrich Seiffert and Lothar wech,SAE, c2007.-xii,293 p. :ill;24cm
- [27]. *Automotive engineering Lightweight, functional and novel materials*, Brain Cantor, Patrick Grant, Colin Johnston-New York: Taylor & Francis,c2008-XIV,277p.
- [28]. A. Pavlovic, S. Massimo, C. Fragassa; "*FEM Simulation for Comprehension of Experimental Results: The Case of Automatic Changing Gear* "; *Proceedings of the 5<sup>th</sup> International IMEKO - Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*, Puchov, Slovachchia, 2006
- [29]. A. Pavlovic, S. Massimo, M. Zivkovic, C. Fragassa; "*Geometry Optimization of The Automatic Changing Gear Sele-Speed by FEM Simulation*"; *Proceedings of the International Danubia Adria Symposium*, Zilina, Slovachchia, 2006
- [30]. C. Fragassa, S. Massimo, A. Pavlovic; "*Experimental Testing Methods As Fundamental Approach for Improving The Reliability of Large-Mass Industrial Products*"; *Proceedings of the 6<sup>th</sup> International IMEKO - Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*, Vrnjačka Banja, 2007
- [31]. C. Fragassa, V. Pezzotta, G. Minak; "*Design of An Heel Testing Machine for Impact and Impact Fatigue Loading*"; *Proceedings of the 6<sup>th</sup> International IMEKO - Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*, Vrnjačka Banja, 2007
- [32]. C. Fragassa, "*Metodi teorici e sperimentali in un approccio integrato per elevare l'affidabilità di componenti meccatronici per l'industria automobilistica*", *Atti Convegno IMAPS - Politecnico di Milano*; 16-17 Ottobre 2008.
- [33]. A. Pavlovic, C. Fragassa, G. Minak, S. Massimo; "*Fatigue Strength Validation for Double Torsion Springs*"; *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International IMEKO - Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*; May, 14-17 2008; Wojcieszycze, Poland
- [34]. A. Pavlovic, G. Minak, C. Fragassa; "*Buckling analysis of a telescopic arm: numerical simulation and experimental testing*"; *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International IMEKO - Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*; May, 14-17 2008; Wojcieszycze, Poland
- [35]. C. Fragassa, "*Let's Get A Look Under The Hood: Theoretical and Experimental Methods for Reliability Improving of Automotive Devices*", *Proceedings of the 8th International IMEKO Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*; May, 20-23 2009; Gyor, Hungary
- [36]. A. Pavlovic, C. Fragassa, S. Curioni, V. Cirovic, "*Comparative analysis of throttle body springs in fatigue conditions*", *Proceedings of the 8<sup>th</sup> IMEKO International Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*; May, 20-23 2009; Gyor, Hungary
- [37]. E. Poodts, G. Minak, D. Ghelli, C. Fragassa, "*In the search of wakeboard design innovations*", *Proceedings of the International 8<sup>th</sup> IMEKO Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*; May, 20-23 2009; Gyor, Hungary
- [38]. C. Fragassa, "*Practical overview of tools and methods for reliability improvements in transport industry*", *MTCAJ Mechanical Transport Communications, Academic Journal*, Introductory article, Issue N. 3, 2009, pag. 18-24.

- [39]. N. Bogojevic, C. Fragassa, A. Pavlovic, Z. Soskic, *"Torsional stiffness of multiple-units railway vehicle with linear and symmetric action of suspension system"*, MTCAJ Mechanical Transport Communications, Academic Journal, Introductory article, Issue N. 3, 2009
- [40]. A. Pavlovic, S. Ciric Kostic, C. Fragassa, Z. Soskic, *"Investigations of application of composite materials in packing machines"*, Proceedings of the 14th AMME-14 Conference, 25-27 May, 2010, Military Technical College, Cairo, Egypt
- [41]. M. Ognjanovic, A. Pavlovic, S. Ciric-Kostic, C. Fragassa, *"Design and Application of Gear Wear Accelerated Testing Device with Reverse Motion"*, Proceeding of 23<sup>rd</sup> JUMV International Automotive Conference 2011, 19-21 April 2011, Belgrade, Serbia (*in pubblicazione*)
- [42]. A. Pavlovic, C. Fragassa, Z. Soskic, *"Characterization of impact behavior of composite car components"*, Proceeding of 23<sup>rd</sup> JUMV International Automotive Conference 2011, 19-21 April 2011, Belgrade, Serbia, (*in pubblicazione*)
- [43]. C. Fragassa, A. Pavlovic, Z. Soskic, *"Improving the procedure for the impact testing of composite air-take manifolds"*, Proceeding of 23<sup>rd</sup> JUMV International Automotive Conference 2011, 19-21 April 2011, Belgrade, Serbia, (*in pubblicazione*)
- [44]. S.Heimbass, S.Heller,P.Middendorf, *Simulaiton of Low Velocity Impact on Composite Plates with Compressive Preload*, LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg 2008
- [45]. Bernard Bertsche, *Reliability in Automotive and Mechanical Engineering*, Springer 2008
- [46]. K.J.Bathe, *Crush simulation of cars with FEA*. Mechanical Engineering, ASME, 1998,
- [47]. K.J.Bathe, *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice – Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 07632, 1982
- [48]. Kojić M., Slavković R., Živković M., Grujović N., *Metodo degli elemnti finiti I, Analisi lineare*, Kragujevac, 1998
- [49]. Kojić M., Slavković R., Živković M., Grujović N., *Metodo degli elemnti finiti II, Analisi non lineare*, Kragujevac, 1998
- [50]. Hallquist, J., *LS-DYNA Theoretical Manual*, Livermore CA, USA, 1998. [dynamspport.com/Support/tutorial/users.guide](http://dynamspport.com/Support/tutorial/users.guide)
- [51]. *LS-DYNA Keyword User's Manual, Volume I*, Livermore CA, USA, 2001.
- [52]. *LS-DYNA Keyword User's Manual, Volume II*, Livermore CA, USA, 2001. [arasvo.com/crash](http://arasvo.com/crash)
- [53]. *FEMB User's Manual, A pre-procesor for use with LS-DYNA*, Livermore CA, USA, 1999.
- [54]. *Eta/PostGL POST TUTORIAL, A post-processor compatible with LS-DYNA/PC*, Livermore CA, USA, 1999.
- [55]. *Eta/PostGL GRAPH TUTORIAL, A post-processor compatible with LS-DYNA/PC*, Livermore CA, USA, 1999.
- [56]. *ESPOST A New Post Processor for Use LSDYNA*, Livermore CA, USA, 1999.
- [57]. *FEMB Training Manual, A pre-procesor for use with LS-DYNA*, Livermore CA, USA, 1999.
- [58]. [www.lstc.com](http://www.lstc.com)
- [59]. [www.dyna-portal.com](http://www.dyna-portal.com)
- [60]. [www.euroncap.com](http://www.euroncap.com)
- [61]. A.Bizan, J.Klemenc, U. Rosa, *Numerical simulation of crash test for the vehicle student roadster, F2008-SC-030*,
- [62]. Henrik Zaletelj, *"The analysis of the body structure of the car Student Roadster"*, Diploma thesis, University of Ljubljana, Faculty of mechanical engineering, 2006

- [63]. A. Deba, M.S. Mahendrakumara, C. Chavana, J. Karvea, D. Blankenburgb, S. StorenbDesign of an aluminium-based vehicle platform for front impact safety, Science Direct, 2004
- [64]. Aluminium extrusion manual, SAPA, [www.sapagroup.com](http://www.sapagroup.com).
- [65]. Sharp ML. Behavior and design of aluminium structures. New York: McGraw-Hill Education; 1993.
- [66]. JavadMarzbanrad, MasoudAlijanpour, MahdiSaeidKiasat, Design and analysis of anautomotive bumper beam in low-speed frontalcrashes, Elsevier, Thin-WalledStructures47(2009)902–911
- [67]. Leslaw Kwasniewski, Hongyi Li, Ravi Nimbalkar, Jerry Wekezer, Crashworthiness assessment of a paratransit bus, International Journal of Impact Engineering 32 (2006) 883–888